

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh konstrukčního řešení zařízení pro obracení břemen

Design concept of a Burden Turning Device

Autor:

Bc. Ondřej Uher

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Uher**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh konstrukčního řešení zařízení pro obracení břemen**
Design Concept of a Burden Turning Device
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte nové konstrukční řešení obracího zařízení, které by výrazně přispělo k usnadnění manipulace s těžkými břemeny ve firmě MEPAC CZ, s.r.o. Zpracujte vybranou technickou dokumentaci, včetně výpočtové části důležitých konstrukčních uzlů. Navržené řešení musí splňovat bezpečnostní kritéria pracoviště. Parametry zadání:

- mechanizované polohovací zařízení,
- nosnost 10 tun,
- snížení prostorové náročnosti oproti stávajícímu řešení,
- nízké nároky na údržbu, výrobní náklady do 200 000 Kč.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5.2018


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomové práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2018



Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ondřej Uher

Adres trvalého pobytu autora práce:

Dr. Glazera 1218/9, 735 35 Horní Suchá

Anotace diplomové práce

UHER, O. *Návrh konstrukčního řešení zařízení pro obrácení břemen: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismu strojů, 2018 58 s. Vedoucí práce: Pišťáček D.

Tato diplomová práce pojednává o řešení konstrukčního návrhu zařízení pro obrácení břemen. V první části se věnuji rešerši obrácení břemen. Dále popisuji současný stav obracecích zařízení v plastikářském průmyslu. Druhá část obsahuje popis nového konstrukčního řešení s výpočty. V závěru práce vyhodnocuji řešení a uvádím výhody a nevýhody. Výkresová dokumentace obracecího zařízení je doložena v příloze.

Anotations of bachelor thesis

UHER, O. *Design concept of a Burden Turning Device: thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical parts of Mechanisms, 2018 58 s. Thesis Head: Pišťáček D.

The aim of this thesis is the design concept of a burden turning device. The history of are described in the first section. Next, the addressed problems are introduced and each constructional solution is described. Finally, the solutions are tested and evaluated. The drawing documentation is attach.

Obsah

Seznam použitých značek.....	9
1 Úvod.....	12
2 Současné obracecí zařízení	14
2.1 Postup obracení břemene	14
2.1.1 Uložení formy do klece.....	14
2.1.2 Zdvihání klece.....	15
3 Návrh nového řešení	16
3.1 Cíle práce	16
3.2 Princip řešení	16
3.2 První řešení	17
3.3 Druhé řešení.....	18
3.3.1 Konstrukční řešení desek a rámu	19
3.4 Návrh vačkového segmentu.....	23
3.4.1 Výpočet zvedací síly	23
3.4.2 Výpočet sklonu křivky.....	24
3.4.3 Konstrukce křivky.....	25
3.5 Statická kontrola vačkového segmentu.....	25
3.6 Statická kontrola desky	26
4 Návrh uložení čepu otáčení	27
4.1 Návrh průměru čepu.....	27
4.1.1 Výpočet zdvihací síly.....	28
4.1.2 Výpočet průměru z ohybového napětí	28
4.1.3 Statická kontrola čepu.....	28
4.2 Domek uložení čepu.....	30
4.3 Návrh a kontrola šroubu pro uchycení domku	31
4.3.3 Výpočet návrhového průměru šroubu.....	32
4.3.4 Rozměry šroubu	33
4.3.5 Výpočet šroubu zatížený provozními silami	33
4.3.6 Utahovací moment	35
5. Volba hydraulického válce a jeho uložení	36
5.1 Výpočet průměru hydraulického válce a jeho volba.....	36
5.1.1 Průběh zdvihací síly při naklápění desky	37
5.2 Výpočet geometrického objemu čerpadla a jeho volba	38

5.3	Uložení hydraulického válce	39
5.3.1	Podložka hydraulického válce	39
5.3.2	Tlačná kostka	40
5.3.3	Rolny.....	40
5.3.4	Lineární vedení	41
5.4	Modifikace druhého řešení.....	42
5.4.1	Modifikace nosného rámu	42
5.4.2	Modifikace naklápěcích desek.....	44
5.4.3	Přístrojová skříň.....	45
5.4.4	Náklady na výrobu.....	45
6	Bezpečnostní kritéria pracoviště	46
6.1.	Kritéria bezpečného provozu současného zařízení	46
6.2.	Kritéria bezpečného provozu nového zařízení	46
7	Závěr	48
	Výhody.....	49
	Nevýhody.....	49
8	Seznam použité literatury	50
9	Seznam příloh.....	52

Seznam použitých značek

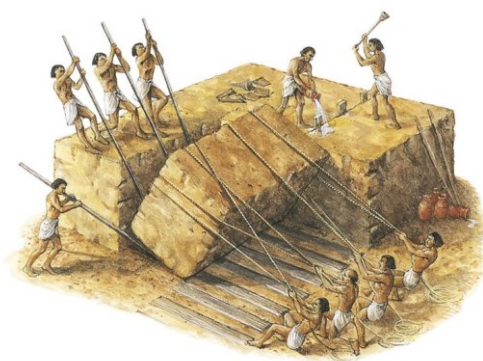
Značka	Název	Jednotka
v	Výška konstrukčního profilu U	[mm]
h	Šířka konstrukčního profilu U	[mm]
\bar{S}	Šířka nosného rámu	[mm]
L	Délka nosného rámu	[mm]
L_B	Vzdálenost působení tíhové síly formy od středu otáčení	[mm]
L_N	Vzdálenost působení zdvihací síly od středu otáčení	[mm]
$L_{\check{c}}$	Délka čepu	[mm]
$L_{\check{c}1}$	Vzdálenost mezi podpěrami čepu	[mm]
L_M	Délka modifikovaného nosného rámu	[mm]
t	Tloušťka plechu základní desky	[mm]
t_2	Tloušťka vyztužujících plechů základní desky	[mm]
t_3	Tloušťka plechu vrchního plátu	[mm]
r	Vzdálenost zdvihací síly od podpěry	[mm]
r_2	Vzdálenost působení svislé složky zdvihací síly od středu otáčení	[mm]
w	Průhyb desky pod zatížením	[mm]
g	Gravitační zrychlení	[-]
m	Hmotnost břemene	[kg]
G_B	Tíhová síla břemene	[N]
F_y	Svislá složka zdvihací síly	[N]
α	Úhel sklonu křivky vačkového segmentu	[°]
$\tan \alpha$	Tangens úhlu α	[-]
F_p	Část výpočtové tlačné síly od pístu	[N]
F_{pc}	Celková výpočtová síla od pístu	[N]
F_g	Zatěžující síla konstrukce	[N]
m_f	Hmotnost formy	[kg]
m_d	Hmotnost desky	[kg]
F_x	Vodorovná složka zdvihací síly	[N]
F_o	Osová síla šroubu	[N]
R_o	Reakce osově síly ve šroubu	[N]
R_n	Reakce zdvihací síly	[N]
σ_d	Dovolené ohybové napětí materiálu 11 500	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
W_o	Ohybový modul průřezu	[mm ⁴]
$d_{\check{c}p}$	Předběžný průměr čepu	[mm]
D_1	Velký průměr čepu	[mm]
D_2	Malý průměr čepu	[mm]
R_a	Reakce v místě podpěry A	[N]
R_b	Reakce v místě podpěry B	[N]
$w_{\check{c}}$	Průhyb čepu	[mm]
w_d	Maximální posunutí domku při zatížení	[mm]
F_{on}	Normálová osová síla ve šroubu	[N]
F_{o1}	Osová síla od naklopení	[N]

$\sin \alpha$	Sinus úhlu α	[-]
x	Vzdálenost osově síly od bodu otáčení A	[mm]
y	Vzdálenost vodorovné složky zdvihací síly od bodu Otáčení A	[mm]
F_t	Třecí síla mezi domkem a podložkou	[N]
f	Koeficient tření mezi domkem a podložkou	[-]
F_o	Celková osová síla šroubu	[N]
R_e	Mez kluzu šroubu	[MPa]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
σ_{dt}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
β	Součinitel neznámého krutu	[-]
d'_3	Návrhový průměr jádra šroubu	[mm]
d	Průměr závitu šroubu	[mm]
d_1	Vnitřní průměr matice	[mm]
d_2	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	Průměr jádra závitu šroubu	[mm]
P	Rozteč závitu	[mm]
f_z	Koeficient tření na závitu	[-]
s	Velikost klíče	[mm]
τ_k	Smykové napětí	[MPa]
τ_{kd}	Dovolené smykové napětí	[MPa]
ψ	Stoupání závitu	[°]
ϕ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
F_z	Třecí síla v závitu	[N]
M_k	Smykový moment	[Nmm]
W_k	Modul průřezu ve smyku	[mm ⁴]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
M_u	Utahovací moment	[Nmm]
M_{tz}	Třecí moment v závitu	[Nmm]
M_{tm}	Třecí moment pod maticí	[Nmm]
d_s	Třecí průměr pod maticí	[mm]
f_m	Koeficient tření pod maticí	[-]
p_1	Tlak hydraulického systému	[MPa]
v_1	Rychlost výsuvu pístnice	[m.s ⁻¹]
v_2	Rychlost zásuvu pístnice	[m.s ⁻¹]
η_p	Účinnost hydraulického systému	[-]
S_{1p}	Průřez válce	[mm ³]
D_p	Návrhový průměr válce	[mm]
S_1	Skutečný průřez válce	[mm ³]
s_2	Skutečný průřez pístnice	[mm ³]
s_{2p}	Průřez pístnice	[mm ³]
d'_p	Návrhový průměr pístnice	[mm]
d_p	Zvolený průměr pístnice	[mm]
$F_{p\ skut}$	Skutečná tlačná síla hydroválce	[N]
L_p	Výsuv hydroválce	[mm]
α_{25}	Úhel sklonu desky 25°	[°]
F_{x25}	Vodorovná složka zdvihací síly při sklonu desky 25°	[N]

Q_g	Průtok kapaliny	$[m^3.s^{-1}]$
n	Otáčky čerpadla	$[ot.min^{-1}]$
V_{gp}	Návrhový geometrický objem čerpadla	$[m^3]$
V_g	Geometrický objem čerpadla	$[m^3]$
D_k	Průměr rolny	$[mm]$
M	Průměr závitu rolny	$[mm]$
B	Délka závitu rolny	$[mm]$
C	Šířka rolny	$[mm]$
$C_{radstat}$	Únosnost rolny radiální statické	$[N]$
C_{axstat}	Únosnost rolny axiální statické	$[N]$
C_{dyn}	Únosnost dynamická vozíku lineárního vedení	$[N]$
C_{stat}	Únosnost statická vozíku lineárního vedení	$[N]$
\check{s}_m	Šířka modifikovaného nosného rámu	$[mm]$
w_r	Maximální průhyb modifikovaného rámu	$[mm]$
F_{n25}	Zdvihací síla při sklonu desky 25°	$[N]$

1 Úvod

Z historického hlediska člověk provádí obracení břemen od doby, kdy začal přemýšlet a budovat svá obydlí. Již ve starém Egyptě se museli otroci vypořádat s problémem obracení velkých a těžkých kvádrů. Použití provazů nebo dlouhých tyčí bylo nutností. Samozřejmě bylo také využito co největšího množství lidských zdrojů. Díky této primitivní technice dnes můžeme obdivovat ohromné pyramidy v Gíze.



Obr.1.1 Obracení břemene otroky [7]

Obracení těžkých břemen se nepoužívá jen ve stavitelství, ale je také důležitou součástí každého výrobního procesu. Například v papírnách se obrací palety s menšími archy, ale i velké stohy papírů. Obracení palet probíhá manuálně, jak je vidět na obr. 1.2.



Obr. 1.2 Manuální obracečka palet [8]

Rovněž je možné stohy obracet automatizovaným zařízením, viz obr. 1.3. Několika tunový stoh člověk nezvládne zvednout z podlahy, natož jej obrátit.

Tématem této práce je návrh konstrukčního řešení obracecího zařízení těžkých břemen a je úzce spjato s plastikářským průmyslem. V tomto oboru je obracení hojně využíváno. Břemena zde představují formy do vstřikolisů. Z důvodu

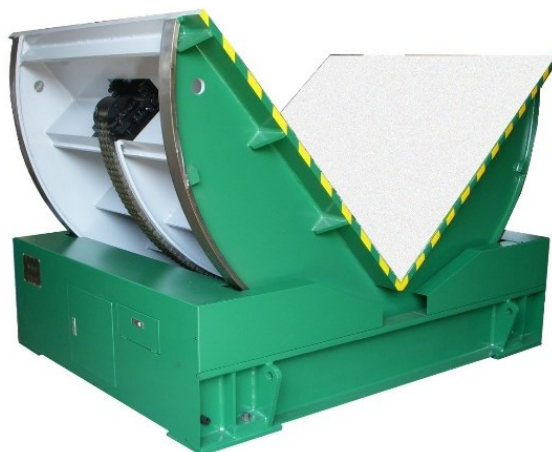
komplikovanosti forem je nezbytné pracovat obezřetně, aby nedošlo k poškození formy. Formy se obracejí z důvodu jejich rozložení, skladování nebo pro vhodnou polohu na montáž do vstříkolisu.



Obr. 1.3 Automatizovaná obracečka stohů [9]

V současné době existují na trhu dva typy takových zařízení, avšak nejsou běžně k dostání. Prvním typem je mechanická obracečka. Toto zařízení je velmi jednoduché a usnadní manipulaci s formou. Pro otočení formy je nutné využít zdvihacího zařízení.

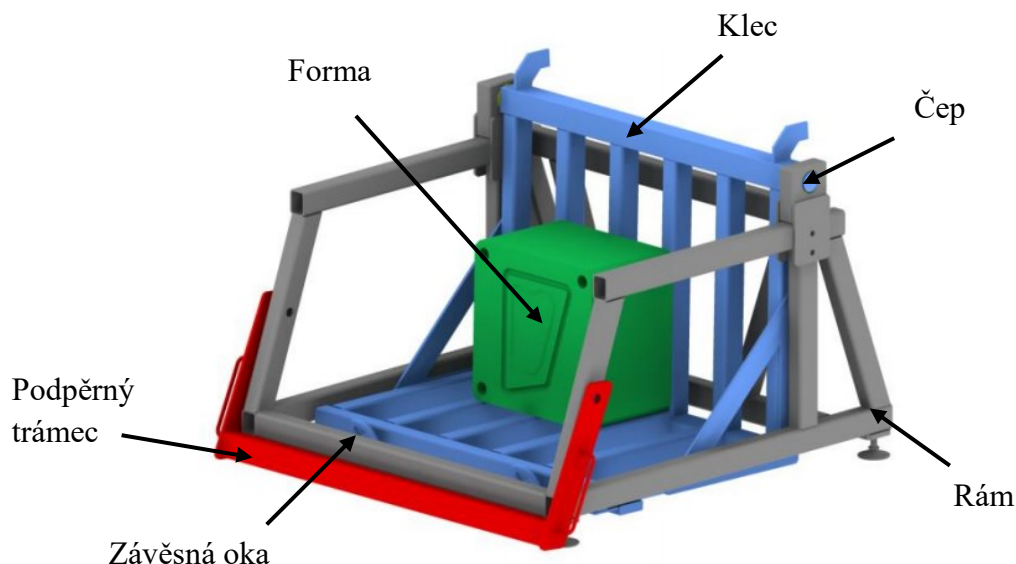
Další typ představují automatizované obracečky, viz obr. 1.4. Konstrukčně jsou složitější, ale k obsluze stačí stisknutí tlačítka. Pohon je zajištěn řetězovým převodem. Tento typ zařízení má značné nevýhody. Hlavní nevýhodou automatizované obracečky je vyšší nákladová hrana. Další nevýhodou jsou narůstající rozměry při vyšší nosnosti zařízení.



Obr. 1.4 Automatizovaná obracečka forem [10]

2 Současné obracecí zařízení

Otáčet formu přes hranu pouze zdvihacím zařízením, ať už zvedákem, jeřábem, nebo postupným podkládáním je krajně nebezpečné. Hrozí nejen zničení formy, ale také vážné zranění. Proto firma MEPAC CZ, pro kterou je práce zpracovávána, vyrábí obracecí zařízení forem, viz obr. 2.1. Toto zařízení je mechanické a velmi jednoduché. Firma vyrábí tři varianty dle nosnosti.



Obr. 2.1 Současné obracecí zařízení [6]

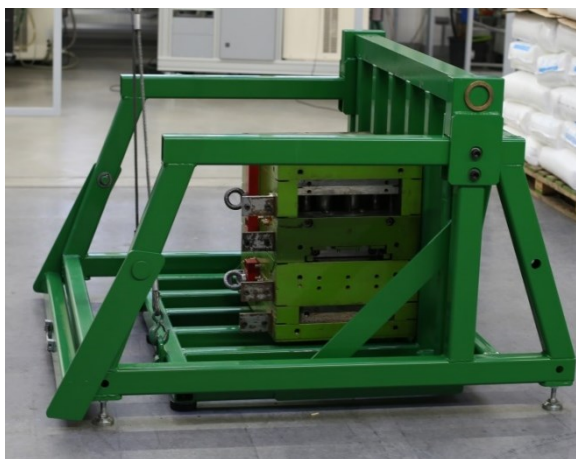
Nevýhodou tohoto zařízení je prostorová náročnost. Již nevyhovuje normám velkých firem, které apelují na maximální bezpečnost. Výrobce požaduje nový typ tohoto zařízení.

2.1 Postup obracení břemene

Forma se obrací o 90°. Díky obrácení je možné provádět další úkony s danou formou. Pro manipulaci je potřeba zdvihací zařízení, které zvedá klec s formou. Klec je uložena na otočných čepích. Po zdvihnutí se klec zajistí podpěrným trámcem. Celé zařízení obsluhuje jeden proškolený pracovník.

2.1.1 Uložení formy do klece

Uložení formy do klece probíhá většinou pomocí zdvihacího zařízení. Formu je nutné uložit nadoraz ke svislé části konstrukce klece, jak je vidět na obr. 2.2. Pokud by toto nebylo dodrženo, hrozí poškození formy.



Obr. 2.2 Uložení formy v kleci [6]

2.1.2 Zdvihání klece

Za závěsná oka se zahákne konec lana zdvihacího zařízení a klec je možné zvedat. Tím dochází k obracení formy. Po zvednutí do maximální polohy je nutné klec podepřít podpěrným trámcem, viz obr. 2.3. Tímto proces obracení končí a je možné s formou dále manipulovat dle potřeby.



Obr. 2.3 Zdvihnutí klece a podepření [6]

3 Návrh nového řešení

Tato práce byla vypracovávána pro firmu MEPAC CZ, která se zabývá přesným strojírenstvím, laserovým svařováním, navařováním a gravírováním. Dále také provádí opravu a servis forem pro plastikářský průmysl a provozuje vlastní lisovnu plastových dílů na sedmi vstřikolisech. Firma sídlí v Třinci Neborech. Při návrhu byly autorem diplomové práce využity vědomosti nabyté během studia na vysoké škole.

3.1 Cíle práce

- Mechanizované polohovací zařízení,
- nosnost 10 tun,
- snížení prostorové náročnosti oproti stávajícímu řešení,
- nízké nároky na údržbu,
- výrobní náklady do 200 000 Kč.

3.2 Princip řešení

Nové řešení spočívá v úplně jiné koncepci než u předchozího typu obracího zařízení. Obracení břemen, konkrétně rozměrných forem, bude probíhat pomocí hydraulického systému. Cílem je navrhnout zařízení, které bude disponovat dvěma na sobě nezávislými naklápečími deskami.

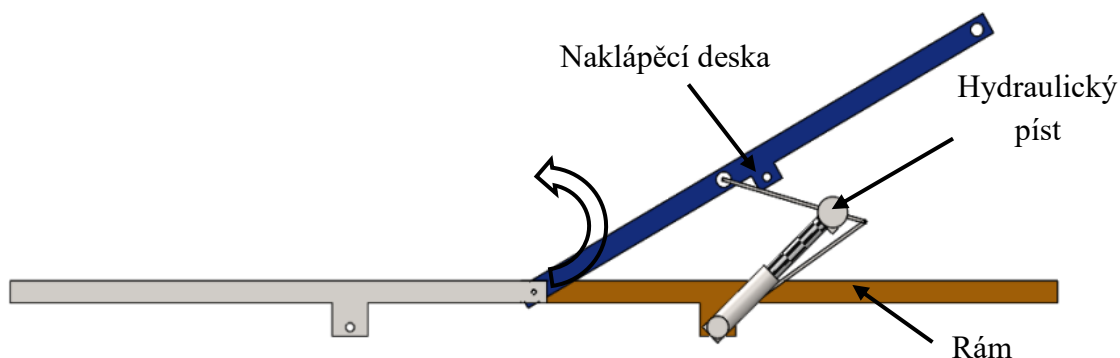
Desky by se měly naklopit o 90° . Tím se dosáhne konečného efektu obrácení břemene. Proces funguje tak, že se břemeno umístí na označené místo. Toto místo se nachází na hraně desky, která je u osy otáčení. Poté se zvedne volná deska do svislého stavu. To zapříčiní oporu obrácenému břemenu. Dále probíhá samotné obracení. Zatížená deska se z nulové polohy zvedá pomocí dvou hydraulických válců a tlačí volnou desku prostřednictvím břemene zpět na výchozí pozici. Volná deska je při sklápění brzděna hydraulickými válci na protější straně. Břemeno je obráceno a původně zatížená deska, která se nyní nachází v kolmém stavu je spouštěna zpět do vodorovné polohy.

Obr. 3.1 Schéma obracečky forem (chráněno autorskými právy)

3.2 První řešení

Prvotní návrhy obracího zařízení byly směřované ke konstrukci zvedacího mechanismu desek. Mechanismu byl konstrukčně velmi podobný tomu, který je použit na sklápění korby nákladního vozidla. Toto řešení bylo zamítnuto. Hlavním důvodem byla horší tuhost konstrukce a také složitost montáže. Rozměrově toto řešení taktéž nevyhovovalo. Zde nebyly provedeny žádné výpočty, pouze návrh funkčního schéma, jak je vidět na obr. 3.2.

Konstrukce rámu podstavy a rámu desek byly navrženy z tlustostěnných, čtvercových profilů. Tento návrh byl rovněž zamítnut. Nevýhodou byla nižší tuhost celku a vyšší montážní náročnost.

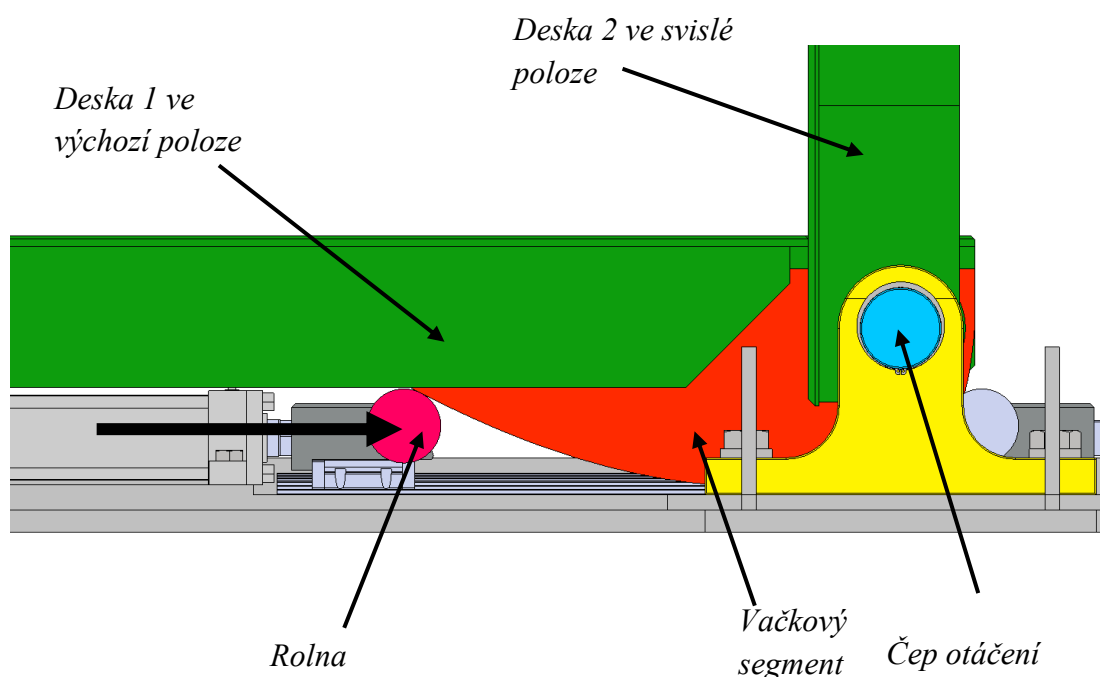


Obr. 3.2 Schéma mechanismu prvního řešení

3.3 Druhé řešení

Druhý návrh je modifikací prvního řešení. Zcela zásadně byl přepracován koncept zvedání desek. Nyní byl použit vačkový mechanismus. Tento mechanismus má nespornou výhodu, a tou je jeho jednoduchost. Jedná se o mechanismus, kdy je zvedání desky zajištěno odvalováním rolny po křivce. Tento princip je znám např. z rozvodu motorů. Vačky ovládají a ovlivňují časování ventilů. Na tomto zařízení však není pohyb dokončen otočením vačky o 360° . Pohyb se zastaví tehdy, kdy je deska v kolmé poloze vůči zemi. To znamená otočení o čtvrt otáčky.

Naklápěcí desky se otáčejí kolem dvou symetricky uložených čepů, viz obr. 3.3. Hladký chod je zaručen kluznými pouzdry. Čepy jsou zajištěny pojistnými kroužky.



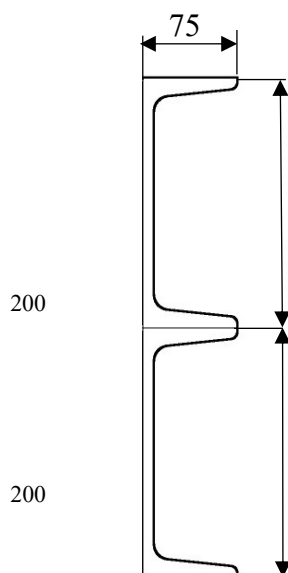
Obr. 3.3 Systém zvedání desky

Toto konstrukční řešení bylo vedením firmy schváleno. Pokračovalo se v návrhu důležitých částí zařízení. Během konstruování se vyskytla řada problémů, přičemž největším problémem byl vačkový segment. Nadefinování křivky tak, aby se deska naklopila o 90° se nakonec podařilo.

3.3.1 Konstrukční řešení desek a rámu

Nosný rám

Základ rámu je tvořen profily tvaru U o výšce $v=200$ mm a šířce $h=75$ mm. Ty jsou svařeny k sobě a tvoří tak tuhý základ pro další prvky, viz obr. 3.4.

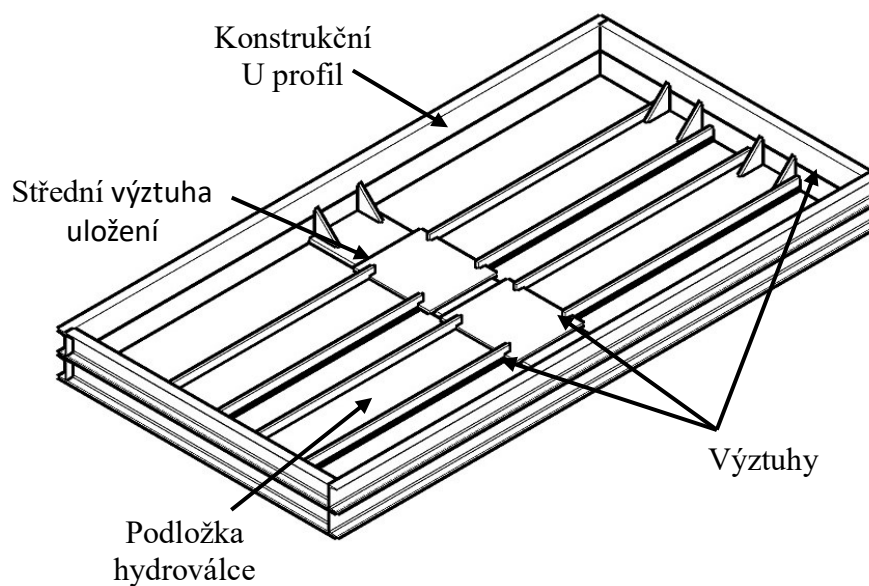


Obr. 3.4 Konstrukční profil nosného rámu

Nosný rám je dále doplněn o výztuhy a prvky uložení mechanismu zařízení, viz obr. 3.5. Rozměry nosného rámu jsou $L=5000$ mm na délku a $\check{S}=2500$ mm na šířku.

Tab. č. 1 Rozměry nosného rámu

Rozměry nosného rámu [mm]	
Délka	Šířka
5000	2500



Obr. 3.5 Sestavený nosný rám zařízení

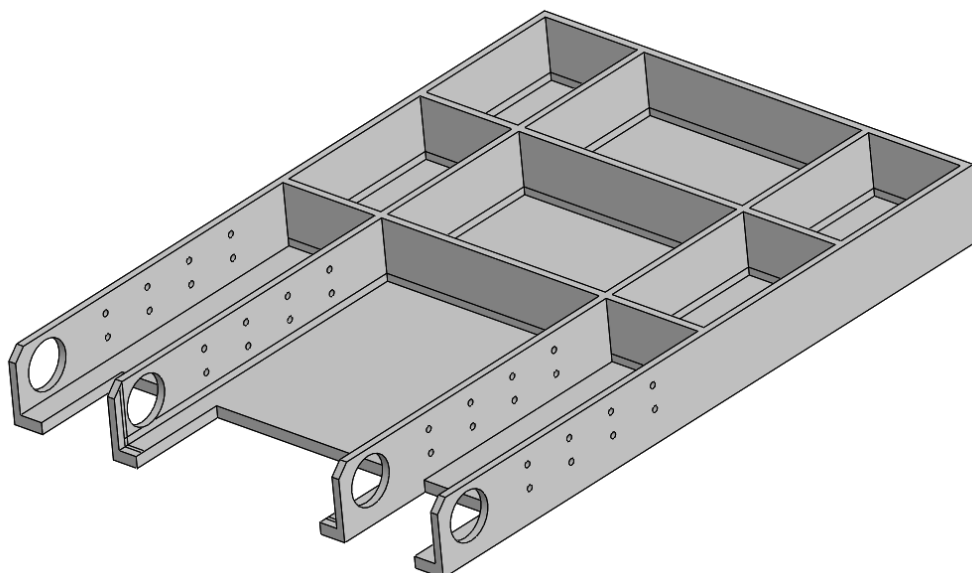
Naklápěcí desky

Naklápěcí desky jsou svařence z plechu. Deska je vyztužená v oblasti největšího zatížení, viz obr. 3.6.

Obr. 3.6 Naklápěcí deska (pohled zespodu, chráněno autorskými právy)

Základní nosná deska

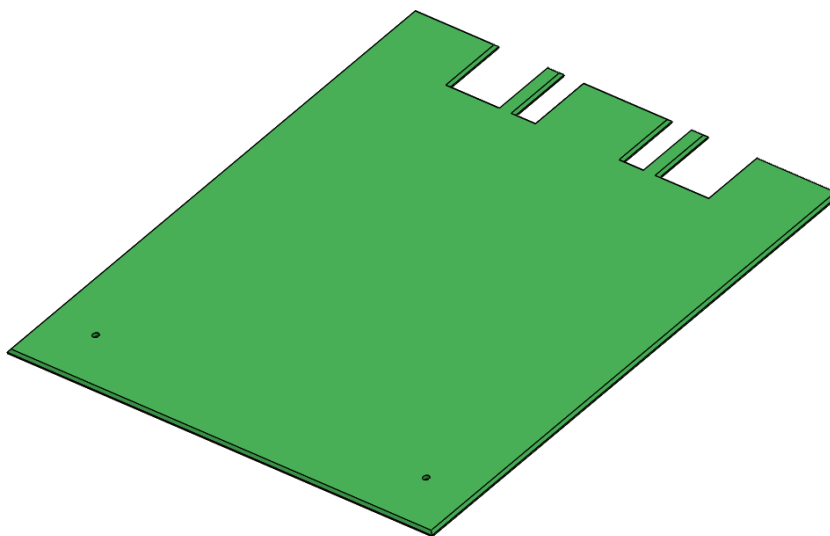
Základní nosnou deskou je svařenec z plechů, viz obr. 3.7. Základ nosné desky tvoří plát o tloušťce $t=30$ mm. Tloušťka vyztužujících plechů je $t_2= 20$ mm. Nosná deska je opatřena otvory pro uložení čepu. Malé otvory slouží pro závitové tyče, které zajistí vačkové segmenty. Byl použit běžný materiál s dobrou svařitelností - ocel 11 373.



Obr. 3.7 Nosná deska

Vrchní plát

Vrchní plát, viz obr.3.8, na který se pokládá břemeno, má tloušťku $t_3 = 10$ mm. Je přivařen k rámu desky. Jedná se o laserový výpalek.



Obr. 3.8 Vrchní plát desky

Vačkový segment

Na obr. 3.9 lze vidět vačkový segment, který je navrhnutý tak, aby bylo možné desku naklopit o 90° . Jedná se o odvalování po křivce. Vačkový segment je také opatřen otvorem pro uložení hřídele. Menší otvory slouží pro ukotvení segmentu k desce. Pro ukotvení segmentu byly navrženy závitové tyče o velikosti M16. Vačkový segment bude vypálen

z materiálu ocel 11 600. Aby byly desky stabilní při naklápění, byly použity čtyři vačkové segmenty na každou desku. Každému hydroválcí připadají dva vačkové segmenty.

Obr. 3.9 Vačkový segment (chráněno autorskými právy)

Kluzná pouzdra

Kluzná pouzdra jsou použita od firmy GGB, jak je vidět na obr. 3.10. Tato pouzdra jsou kov-polymerový kompozit z oceli, slinutého bronzu a PTFE materiálu. Zaručují skvělé kluzné vlastnosti a vynikající únosnost. V případě aplikace na obracecí zařízení nebude ložisko mazáno. Parametry jsou pro samomazný provoz dostačující. Produktový list je součástí přílohy č. 1.



Obr. 3.10 Kluzné pouzdro GGB DP4[11]

3.4 Návrh vačkového segmentu

3.4.1 Výpočet zvedací síly

Nejdříve byla spočítána zvedací síla, ze které se dále určí sklon křivky. Pro výpočet zdvihací síly bylo nutné určit tíhovou sílu od břemene F_T .

Tíhová síla

$$m = 13\,000\text{ kg} \quad g = 9,81$$

$$F_T = m \cdot g = 13000 \cdot 9,81 = 127\,530\text{ N} \quad (3.1)$$

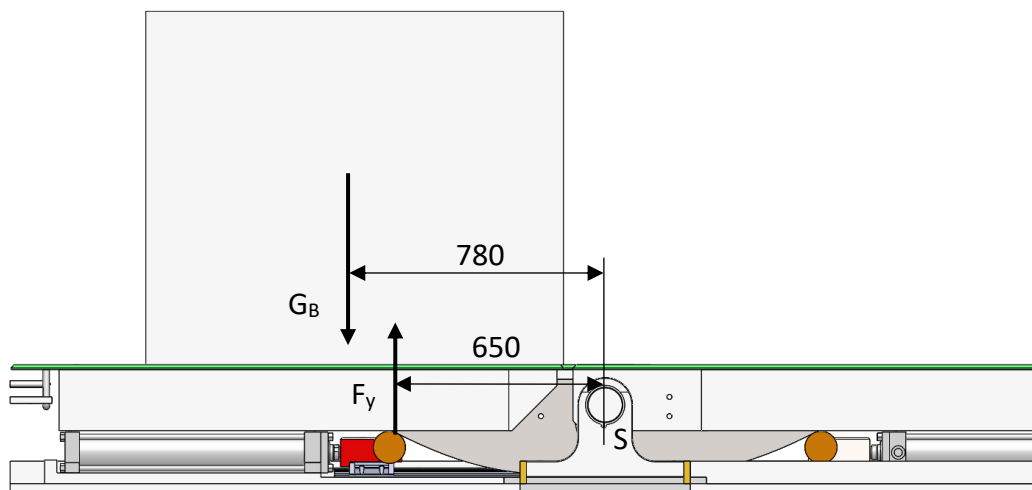
Vzhledem k tomu, že byly použity dva hydroválce pro zvedání desek, tíhová síla se symetricky rozdělila mezi vačkové segmenty. Pro další výpočty byla určena část tíhové síly G_B připadající na jeden hydroválec.

$$G_B = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{13000 \cdot 9,81}{2} = 63765\text{ N} \quad (3.2)$$

Svislá složka zvedací síly

Na obr. 3.11 je vidět momentové schéma. Z rovnováhy momentů byla spočítána svislá složka zvedací síly. Zde platí rovnice, která říká, že moment od zvedací síly musí být větší než moment od tíhové síly břemene.

$$L_B = 780\text{ mm}; r_2 = 650\text{ mm}$$



Obr. 3.11 Momentové schéma

$$\sum M_S = 0: G_B \cdot L_B - F \cdot r_2 = 0$$

$$G_B \cdot L_B \leq F \cdot r_2$$

$$F_Y = \frac{G_B \cdot L_B}{r_2} = \frac{63765 \cdot 780}{650} = \underline{76518 \text{ N}} \quad (3.3)$$

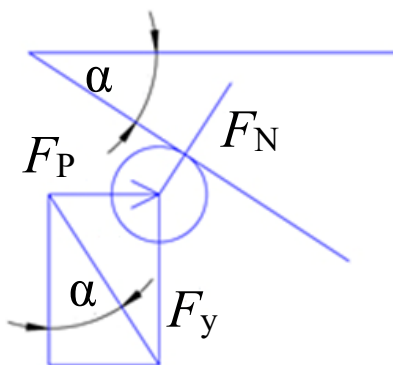
3.4.2 Výpočet sklonu křivky

Pro návrh křivky je nutné zjistit její sklon vůči vodorovné rovině. Na daný problém se nahlíželo jako na nakloněnou rovinu. Jednoduchým rozkladem sil se dospělo k silovému trojúhelníku.

Síla pro zdvižení desky byla zvolena na základě expertní schůze, která byla provedena ve firmě s vedoucím konstrukce. Tato síla byla určena pro snadnější výpočet sklonu křivky. Navržená zdvihací síla se při působení na desku rozděluje mezi dva hydroválece. Do výpočtu byla zahrnuta část této síly připadající na jeden hydraulický válec. Zařízení je symetricky uspořádané. Síla F_y znázorňuje svislou složku zdvihací síly. Síla F_N představuje normálovou sílu, která je kolmá k nakloněné rovině. Úhel α je hledaný sklon křivky. Z něj se dále provádí konstrukce křivky a konečný tvar vačkového segmentu.

$$F_{pc} = 100\,000 \text{ N}; F_y \text{ viz rovnice (3.3)}$$

$$F_{p1} = \frac{F_{pc}}{2} = \frac{100000}{2} = 50\,000 \text{ N} \quad (3.4)$$



Obr. 3.12 Rozklad sil na nakloněné rovině

Výsledný sklon křivky byl spočítán dle goniometrické funkce Tangens.

$$\tan \alpha = \frac{F_P}{F_y} = \frac{50000}{76518} = 0,653 \quad (3.5)$$

$$\tan^{-1} \alpha = \tan^{-1} 0,653 = 33,15^\circ \doteq 33^\circ$$

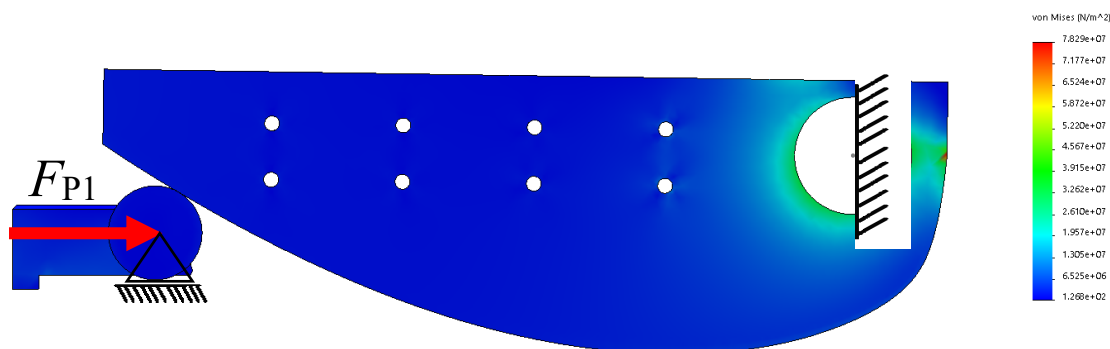
3.4.3 Konstrukce křivky

Křivka vačkového segmentu byla zkonstruována geometricky na bázi logaritmické spirály. Body vzniklé protnutím přímek se spojí Beziérovou křivkou (řídící vrcholy). Beziérová křivka funguje na principu řídících vrcholů. To znamená, že neprotíná vzniklé body konstrukce, ale pouze se jimi řídí, aby vznikla plynulá křivka. Konstrukce křivky je znázorněna na obr. 3.13. Úhel sklonu křivky α byl určen v rovnici (3.5)

Obr. 3.13 Konstrukce křivky (chráněno autorskými právy)

3.5 Statická kontrola vačkového segmentu

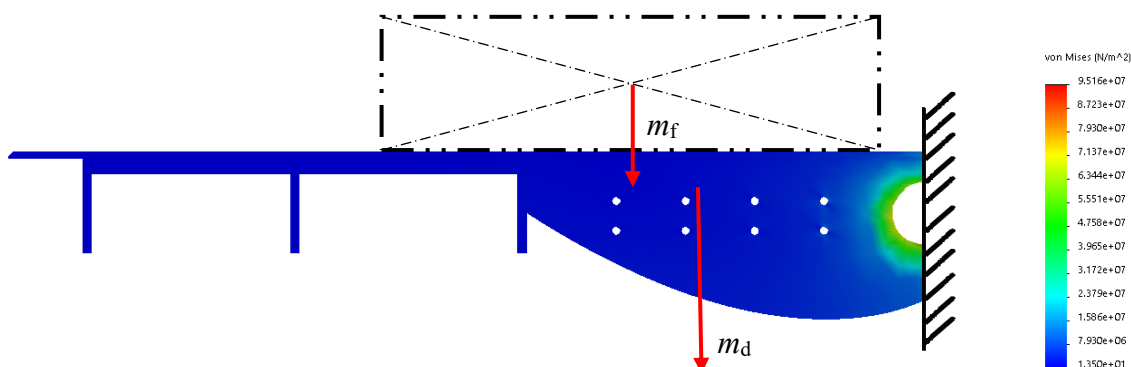
Metodou konečných prvků byla provedena statická kontrola vačkového segmentu. Prvotní kontrola zahrnovala tlak rolny na vačkový segment. Na obr. 3.14 je možné vidět průběh napětí při tlačení rolny na vačkové segmenty. Segmenty jsou zatíženy částí tíhové síly od břemene a desky G_B , viz rovnice (3.2). Zatěžující síla rozdělená mezi dva hydroválce dále působí na rolny. Tato síla představuje sílu hydroválce F_{P1} , viz rovnice (3.4).



Obr. 3.14 Tlak rolny na vačkové segmenty (von Mises; dva vačkové segmenty v zákrytu)

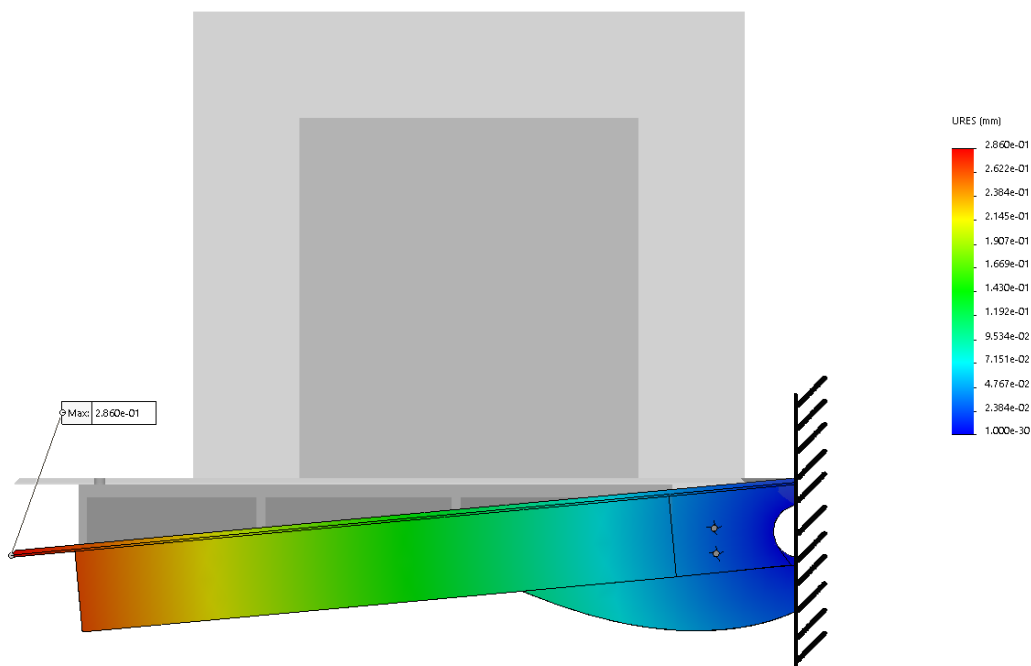
3.6 Statická kontrola desky

Statická kontrola desky byla provedena s jednou podporou, aby byl patrný největší průhyb při maximálním zatížení. Zatížení bylo simulováno pomocí modelu formy o hmotnosti $m_f = 10\,000$ kg a hmotností desky $m_d = cca\,1600$ kg. V místě uložení desky je pevná podpora. Na obr. 3.15 je možné vidět průběh napětí v místě uložení.



Obr. 3.15 Řez zatíženou nepodepřenou deskou (Von Mises)

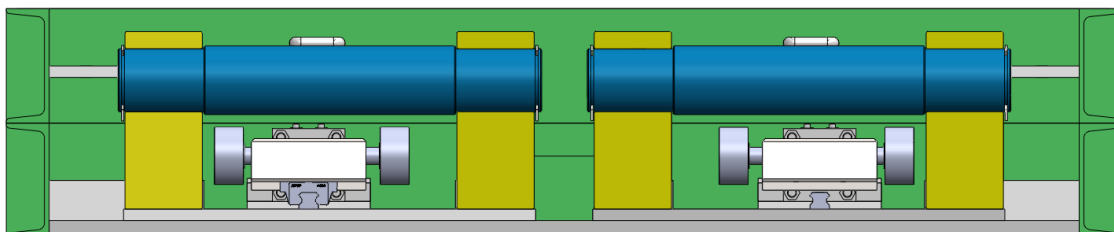
Při statické kontrole byl řešen převážně průhyb desky. Ten dosáhl velmi příznivě nízké hodnoty a dává najevo, že je konstrukce desky optimální. Na obr. 3.16 je vyobrazen průhyb vetknuté desky při maximálním zatížení. Pro lepší viditelnost bylo použito měřítko zvětšení 600:1, aby byl průhyb patrný. Průhyb dosáhl hodnoty $w = 0,286$ mm. Analýza byla provedena v softwaru Solidworks 2018.



Obr. 3.16 Průhyb desky pod zatížením bez podpory

4 Návrh uložení čepu otáčení

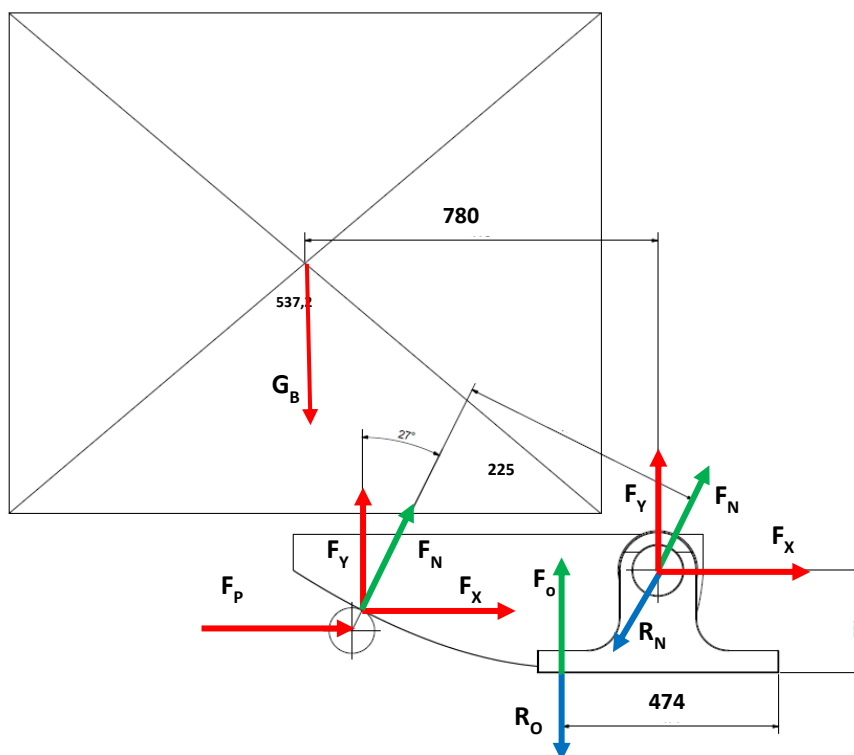
Naklápací desky se otáčejí kolem dvou čepů, ty jsou uloženy v domcích. Čepy se ovšem neotáčí, jelikož jsou na nich uloženy obě desky. Desky se kolem čepu otáčejí v kluzných pouzdrech. Na obr. 4.1 je vidět uložení čepu v domcích. Čepy jsou na svých koncích zajištěny pojistným kroužkem v drážce.



Obr. 4.1 Uložení čepu otáčení

4.1 Návrh průměru čepu

Pro výpočet průměru čepu byla využita rovnice ohybového napětí. Aby bylo možné napětí určit, musela být vypočítána zatěžující síla. Tou se stala zdvihací síla F_N , která působí na váčkovém segmentu od rolly.



Obr. 4.2 Rozklad sil

4.1.1 Výpočet zdvihací síly

Zdvihací síla odpovídá normálové síle F_N která působí na tečnu křivky vačkového segmentu. Normálová síla byla spočtena z rovnováhy momentů. Zde platí, že moment vznikající od normálové síly, musí být větší než moment od tíhové síly.

$$L_N = 537,2 \text{ mm}; L_B = 780 \text{ mm}$$

$$F_N \cdot L_N \geq G_B \cdot L_B \quad (4.1)$$

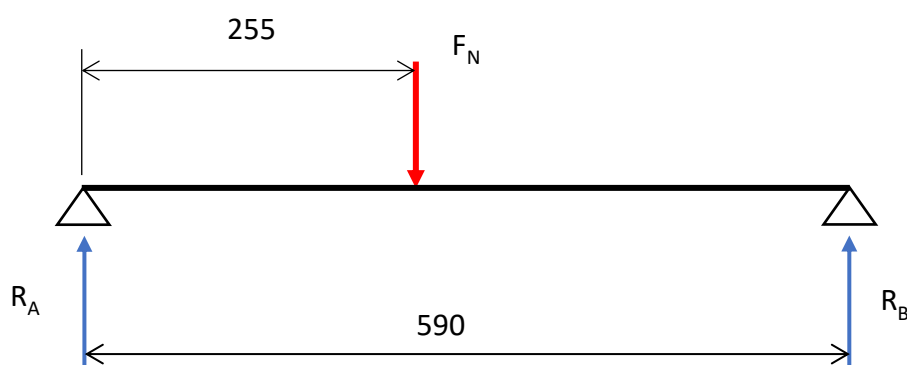
Z této rovnice byla vyjádřena normálová síla.

$$F_N = \frac{G_B \cdot L_B \cdot k}{L_N} = \frac{63765 \cdot 780}{537,2} = \underline{92585,071 \text{ N}} \quad (4.2)$$

4.1.2 Výpočet průměru z ohybového napětí

Návrhový výpočet průměru čepu byl odvozen z ohybového napětí. Na obr. 4.3 lze vidět průběh působících sil. Pro otočný čep byl zvolen materiál ocel 11 600. Výrobní výkres je součástí přílohy. Pro určení čepu byla uvažována horší varianta s výraznější momentovou špičkou, proto byla využita normálová síla F_N .

$$r = 255 \text{ mm}; L_\varepsilon = 590 \text{ mm}; \sigma_D = 310 \text{ MPa} [17]$$



Obr. 4.3 Schéma průběhu sil

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_N \cdot r}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (4.3)$$

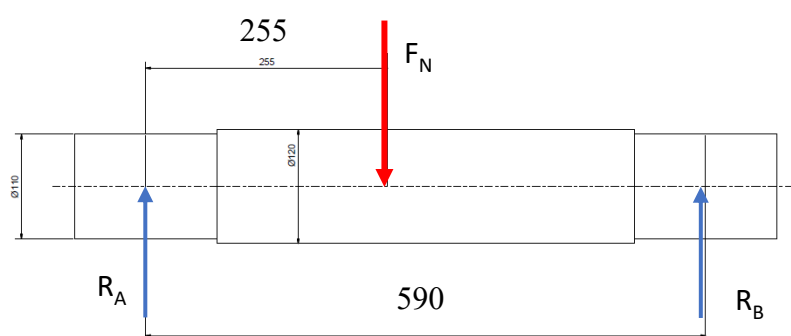
$$d_{\text{čp}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_N \cdot r}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 92585,071 \cdot 255}{\pi \cdot 310}} = \underline{91,899 \text{ mm}} \quad (4.5)$$

4.1.3 Statická kontrola čepu

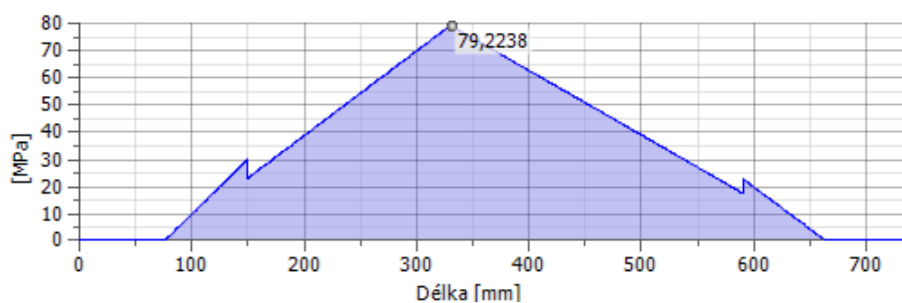
Kontrola čepu byla provedena v programu Autodesk Inventor 2018, v modulu Hřídel. Rozměry čepu byly zvoleny na základě předchozího výpočtu průměru.

Tab. č. 2 Rozměry čepu a výsledky analýzy

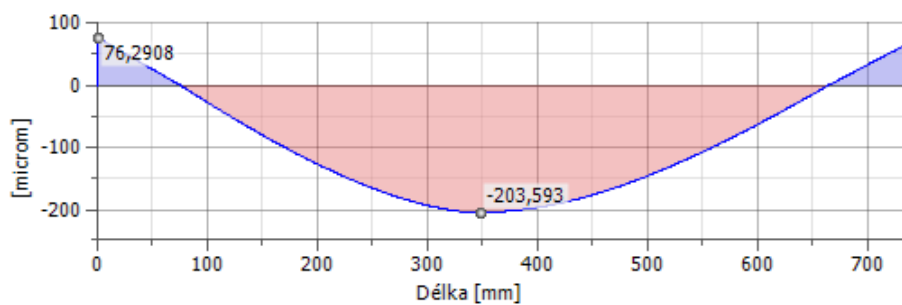
Rozměry		
	Hodnota	Jednotka
Délka L_ζ	740	mm
Velký průměr D_1	120	mm
Malý průměr D_2	110	mm
Výsledky analýzy		
Veličina	Hodnota	Jednotka
Zatěžující síla F_N	92585,071	N
Reakce A	52871,154	N
Reakce B	40317,246	N
Ohybové napětí $\sigma_{o\zeta}$	79,224	MPa
Průhyb w_ζ	0,203	mm



Obr. 4.4 Schéma čepu



Obr. 4.5 Napětí v ohybu



Obr. 4.6 Průhyb čepu

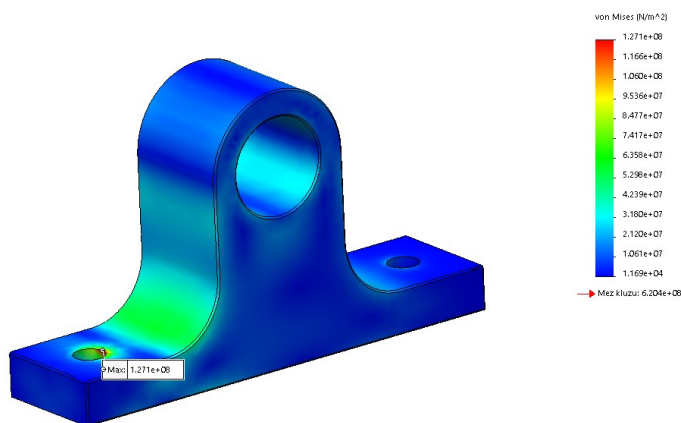
4.2 Domek uložení čepu

Čepy otáčení jsou uloženy v domcích. Bylo zvoleno uložení s vůlí H7/f7, aby byla zajištěna snadná montáž. Výrobní metoda domku byla zvolena na základě poptávky v kovoobráběčské firmě. Domek bude vyráběn metodou řezání plamenem a poté dále obráběn dle zadaných tolerancí z materiálu ocel 11 600. výrobní výkres je součástí přílohy.

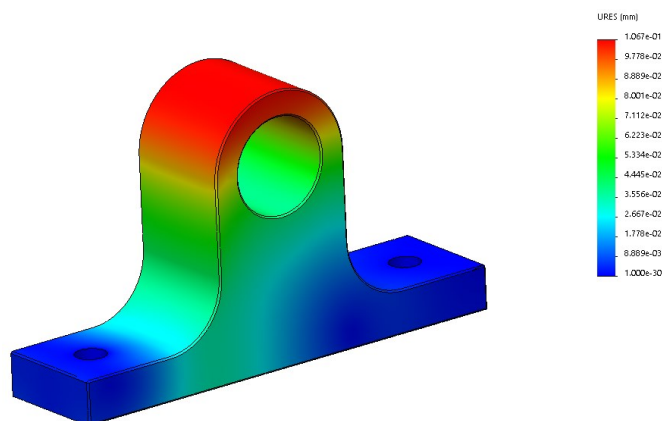
Po návrhu domku byla provedena statická kontrola metodou MKP v softwaru Solidworks 2018. Domek byl zatížen reakcí normálové zdvihací síly R_A při počátku zdvihání. Domek byl přichycen pomocí fixního uchycení v dírách pro šrouby. Díky analýze bylo dosaženo těchto výsledků, které je možné vidět na obr. 4.7 a obr. 4.8. a v přiložené tabulce č. 3.

Tab. č. 3 Výsledky analýzy domku

Výsledky analýzy		
Veličina	Hodnota	jednotka
Napětí dle Von mises	127,1	MPa
Maximální posunutí w_D	0,106	mm



Obr. 4.7 Zatížení domku při zvedání desky (Von Mises)



Obr. 4.8 Maximální posunutí při zatížení

$f=0,4[16]$; F_x viz. rovnice (4.6); $k=1,2[2]$

$$F_x < F_T \quad (4.7)$$

$$F_x \cdot k = F_{oN} \cdot f$$

$$F_{oN} = \frac{k \cdot F_x}{f} = \frac{1,2 \cdot 50792,251}{0,4} = \underline{152376,753 \text{ N}}$$

Šroub dále přenáší tahovou osovou sílu od naklopení kolem bodu otáčení A. Z momentové rovnováhy byla určena tato síla.

$$y = 225 \text{ mm}; x = 474 \text{ mm}; F_x \text{ viz. rovnice (4.6)}$$

$$F_x \cdot y = F_{o1} \cdot x$$

$$F_{o1} = \frac{F_x \cdot y}{x} = \frac{50425,444 \cdot 225}{474} = \underline{23936,129 \text{ N}} \quad (4.8)$$

Pro celkovou osovou sílu jednoho šroubu bylo potřeba sečíst tahovou osovou sílu s normálovou osovou silou šroubu.

$$F_o = F_{o1} + F_{o2} = 23936,129 + 152376,753 = \underline{176312,882 \text{ N}} \quad (4.9)$$

4.3.3 Výpočet návrhového průměru šroubu

Návrhový průměr d_3 šroubu lze spočítat z tahového napětí σ_t . Pro tento výpočet je nutné znát dovolené tahové napětí šroubu. V tomto případě byl zvolen šroub běžné pevnostní třídy 8.8. Dovolené napětí se spočítalo jako podíl meze kluzu R_e a součinitelem statické bezpečnosti k_s .

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{640}{3} = 213,33 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{Dt} \quad (4.11)$$

V konečném výpočtu návrhového průměru d'_3 bylo nutné zahrnout součinitel neznámého krutu β .

$$\beta = 1,3[2]; F_o \text{ viz. rovnice (4.9); } \sigma_{Dt} \text{ viz. rovnice (4.10)}$$

$$d'_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 176312,882 \cdot 1,3}{\pi \cdot 213,33}} = \underline{36,986 \text{ mm}} \quad (4.12)$$

Byl zvolen šroub M42x3.

4.3.4 Rozměry šroubu

Průměr šroubu byl zvolen nejbližší vyšší k vypočítanému návrhovému průměru d'_3 z rovnice (4.12).

Tab. č. 4 Rozměry šroubu

Rozměry šroubu M42			
Průměry	d	42	mm
	d ₁	38,752	mm
	d ₂	40,051	mm
	d ₃	38,319	mm
Rozteč závitu	P	3	mm
Velikost klíče	s	65	mm
Koeficient tření	f	0,15	

4.3.5 Výpočet šroubu zatížený provozními silami

Při pevnostní kontrole šroubu je řešeno napětí v nebezpečném průřezu. Tato kontrola zahrnuje výpočet tahového napětí σ_t , smykového napětí τ_k a redukovaného napětí σ_{RED} dle Guesta. Redukované napětí σ_{RED} vychází ze součinitele statické bezpečnosti k_s .

Výpočet tahového napětí

Tahové napětí vzniká od působení osově síly F_o .

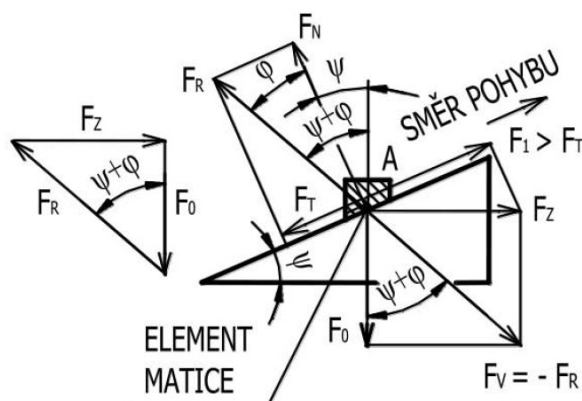
$$\sigma_{Dt} \text{ viz rovnice (4.9); } F_o \text{ viz. rovnice (4.9); } d_3 \text{ viz. tabulka}$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{Dt} \quad (4.13)$$

$$\sigma_t = \frac{176312,882}{\frac{\pi \cdot 38,319^2}{4}} = \underline{152,885 \text{ MPa}}$$

Výpočet smykové napětí

Při utahování šroubu momentem M_U působí v závitu třecí síla F_Z , která vyvolává smykové napětí. Rozklad sil v závitu lze vidět na obr. 4.8.



Obr. 4.10 Rozklad sil působících v závitu při utahování[2]

$$\alpha_z = 60^\circ; \tau_{kD} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} = 127,998 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD} \quad (4.14)$$

Úhel stoupání závitu

$$\tan \Psi = \tan \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) = \tan \left(\frac{3}{\pi \cdot 40,051} \right) = 1,366^\circ \quad (4.15)$$

Redukovaný třecí úhel

$$\tan \varphi' = \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \tan \left(\frac{0,15}{\cos 30} \right) = 9,826^\circ \quad (4.16)$$

Podmínka samosvornosti

$\Psi < \varphi'$ Splněno

Třecí síla v závitu

$$F_Z = F_0 \cdot \tan(\Psi + \varphi') = \quad (4.17)$$

$$= 176312,882 \cdot \tan(1,366 + 9,826) = \underline{\underline{34884,782 \text{ N}}}$$

Dosazením do vzorce se získalo krutové napětí.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{34884,782 \cdot \frac{40,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 38,319^3}{16}} = \underline{63,234 \text{ MPa}}$$

Výpočet redukovaného napětí

Redukované napětí σ_{RED} vychází ze součinitele statické bezpečnosti k_s .

$$k_s = 1,5 [2]$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{152,885^2 + 4 \cdot 64,234^2} = \underline{198,413 \text{ MPa}}$$

$$k_s < \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}}$$

$$\underline{1,5 < 3,23} \text{ Vyhovuje}$$

4.3.6 Utahovací moment

Pro správné předpětí spoje bylo nutné určit utahovací moment. Tento moment se určil součtem dvou třecích momentů, a sice třecím momentem na závitu M_{tz} a třecím momentem pod maticí M_{tm} .

$$M_U = M_{\text{tz}} + M_{\text{tm}} = F_Z \cdot \frac{d_2}{2} + F_O \cdot f_M \cdot \frac{d_s}{2} \quad (4.19)$$

Třecí průměr pod maticí

$$d_s = \frac{s+d_1}{2} = \frac{65+38,752}{2} = 51,876 \text{ mm} \quad (4.20)$$

$$M_u = 34884,782 \cdot \frac{40,051}{2} + 176312,882 \cdot \frac{51,876}{2} \cdot 0,12 = \underline{1247369,626 \text{ Nmm}}$$

5. Volba hydraulického válce a jeho uložení

Z rozkladu sil, který je možné vidět na obr. 4.2 a z následných výpočtů (kap. 4.3), byla zvolena potřebná síla hydraulického válce. Tato síla je důležitá při správné volbě hydraulického válce.

5.1 Výpočet průměru hydraulického válce a jeho volba

Pomocí rovnice předběžné plochy pístu S_{1p} byl určen průměr válce a následně zvolen jeho typ. Jako zatěžující síla byla určena vodorovná složka zdvihací síly desky F_X . Po konzultaci s pracovníky Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení na VŠB – TUO, byl zvolen pracovní tlak soustavy $p_1 = 15$ MPa a její účinnost $\eta_p = 0,95$. Rychlosti hydraulického válce byly zvoleny na základě konzultace s výrobcem.

F_X viz rovnice (4.6); $v_1 = 0,1$ m/s; $v_2 = 0,15$ m/s

$$S_{1p} = \frac{F_X}{p_1 \cdot \eta_p} = \frac{50425,444}{15 \cdot 0,95} = \underline{3538,63 \text{ mm}^2} \quad (5.1)$$

Ze vzorce pro výpočet průřezu byl určen průměr válce.

$$S_{1p} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \rightarrow D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1p}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3538,63}{\pi}} = \underline{67,123 \text{ mm}} \quad (5.2)$$

Byl zvolen průměr válce $D=80$ mm. Dále byla určena skutečná plocha pístu S_1 . Z rovnováhy průtoku kapaliny byla spočítána předběžná plocha pístu na straně pístnice S_{2p} . Z této plochy bylo možné určit předběžný průměr pístnice d_p .

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = \underline{5026,548 \text{ mm}^2} \quad (5.3)$$

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$$

$$S_{2p} = S_1 \cdot \frac{v_1}{v_2} = 5026,548 \cdot \frac{0,1}{0,15} = \underline{3351,032 \text{ mm}^2} \quad (5.4)$$

$$S_{2p} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_p^2)}{4}$$

$$d'_p = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_{2p}}{\pi}} = \sqrt{80^2 - \frac{4 \cdot 3351,032}{\pi}} = \underline{46,188 \text{ mm}} \quad (5.5)$$

Průměr pístnice byl zvolen $d_p = 50$ mm.

Po provedení veškerých výpočtů byl zvolen hydraulický válec z katalogu firmy Bosch Rexroth s označením CD210F80 50-650. Jedná se o svorníkový hydroválec s patkami a

vývody pro hadice na boční straně vík. Tento hydraulický válec je schopen vyvinout při tlaku $p_1 = 15 \text{ MPa}$ tlačnou sílu $F_{\text{Pskut}} 75,4 \text{ kN}$, což je dostačující pro tuto aplikaci. Maximální výsuv pístnice byl zvolen $L_p = 650 \text{ mm}$. Produktový list je součástí přílohy.



Obr. 5.1 Hydraulický válec CD210F80 50-650 [12]

5.1.1 Průběh zdvihací síly při naklápění desky

Hydraulický válec je schopen za určitého tlaku systému vykonat určitou tlačnou sílu. V případě obracecího zařízení je hydraulický válec schopen vyvinout tlačnou sílu $F_{\text{Pskut}} 75,4 \text{ kN}$. Je tedy zaručená dostatečná rezerva tlačné síly od jednoho hydroválece. Problémem nastává průběh síly při naklopení desky, proto byl proveden postupný výpočet tlačné síly. Postupným zvyšováním sklonu desky bylo možné sledovat změnu tlačné síly od pístu. Změny jsou zaznamenány v grafu závislosti zdvihací síly na úhlu naklopení. S překvapením bylo zjištěno, že je největší zatížení při $\alpha_{25} = 25^\circ$ náklonu. Na druhou stranu bylo ověřeno, že je rezerva dostatečná a zvolený hydraulický válec bude schopen desku naklopit.

Při určování vodorovné složky zdvihací síly F_X byla využita rovnice (4.6). V tabulce č. 5 jsou uvedené rozměry a zdvihací síla při nulové poloze desky. Rozměry odpovídají rozkladu sil na obr. 4.2. Pro výpočet zdvihací síly byla použita rovnice (4.2).

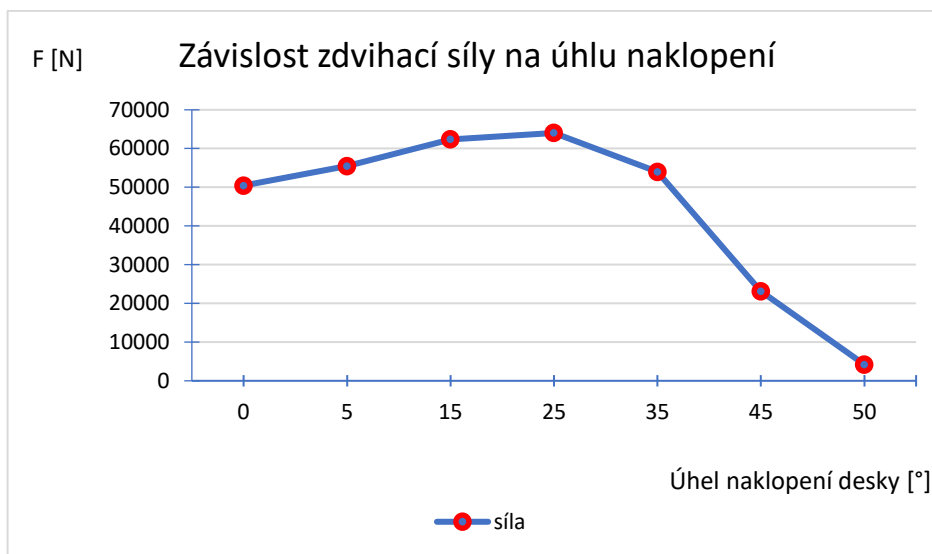
Tab. č. 5 Hodnoty pro výpočet zdvihací síly

Výpočet potřebné síly		
Rameno	537,2	mm
Rameno T	780	mm
Síla G	63765	N
Síla F_N	92585,07074	N

Naměřené hodnoty jsou uvedeny v příložené tabulce č.6. Červeně je vyznačena nejvyšší hodnoty vodorovné složky zdvihací síly $F_{X25} = 64017,3985 \text{ N}$.

Tab. č. 6 Vypočtené vodorovné zdvihací síly

Zdvihací síla [N]	Úhel naklopení [°]
50421,444	0
55448,13516	5
62389,87399	15
64017,3985	25
53995,34662	35
23150,946	45
4200,776492	50



Graf č. 1 Závislost zdvihací síly na úhlu naklopení

5.2 Výpočet geometrického objemu čerpadla a jeho volba

Pro správnou volbu čerpadla je potřebné určit jeho geometrický objem V_G . Ten se spočítá jako součin geometrického průtoku kapaliny Q_G s rychlostí výsuvu pístnice v_1 . Otáčky čerpadla byly zvoleny.

$$S_1 \text{ viz rovnice (5.3); } v_1 = 0,1 \text{ m.s}^{-1}; n = 1500 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$Q_G = S_1 \cdot v_1 = 0,005026,548 \cdot 0,1 = \underline{5,026548 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}} \quad (5.6)$$

$$V_{Gp} = \frac{Q_G}{n} = \frac{5,026548 \cdot 10^{-4}}{\frac{1500}{60}} = \underline{2,011 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \doteq 20,1 \text{ cm}^3} \quad (5.7)$$

Na základě výpočtu byl zvolen geometrický objem $V_G = 22,5 \text{ cm}^3$. Z katalogu firmy Bosch Rexroth bylo vybráno zubové čerpadlo s označením AZPN-11-022, viz obr. 5.2.



Obr. 5.2 Zubové čerpadlo AZPN-11-022 [13]

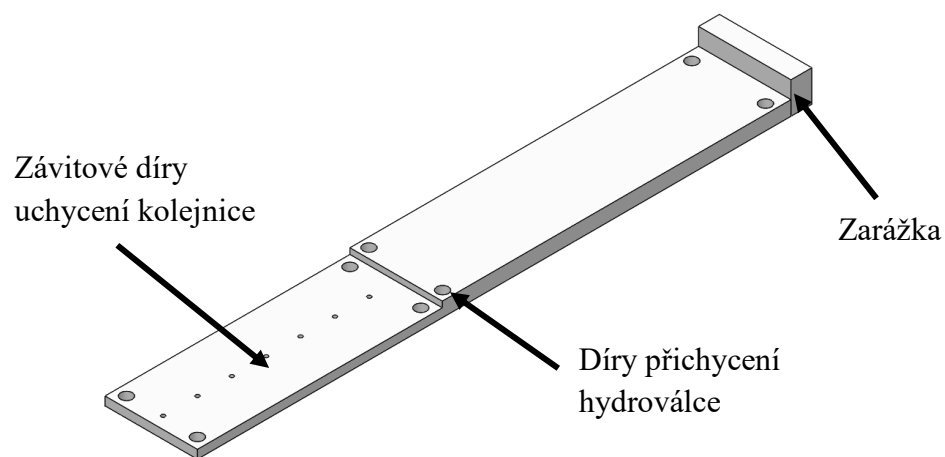
5.3 Uložení hydraulického válce

Hydraulický válec je v rámu zařízení zajištěn proti posunu vůči podložce, jak je možné vidět na obr. 5.3. Pístnice hydraulického válce je při maximálním výsuvu náchylná na nadměrný průhyb při zatížení. Tento problém byl vyřešen uložením tlačné kostky s rolnami na lineárním vedení.

Obr. 5.3 Uložení hydraulického válce v rámu (chráněno autorskými právy)

5.3.1 Podložka hydraulického válce

Podložka je frézovaná deska z materiálu ocel 11 373. Slouží jako vymežovací díl mezi rámem a hydroválcem, rovněž podkládá lineární vedení, aby byl zajištěn plynulý přechod mezi díly rámu, viz obr. 5.4. Podložka bude šroubovaná k rámu. Zarážka na konci podložky slouží k zamezení posuvu hydroválcce při zatížení. Tato zarážka je součástí svařence rámu a tvoří tak tuhý doraz podložky.



Obr. 5.4 Frezovaná podložka hydraulického válce

5.3.2 Tlačná kostka

Jedná se o frézovaný obrobek z materiálu ocel 11 500. Tvar této kostky byl navrhnout tak, aby nedocházelo ke kolizi s vačkovými segmenty. Tlačná kostka je uložena na závitovém konci pístnice a zároveň přichycena na vozík lineárního vedení, viz. obr. 5.5.

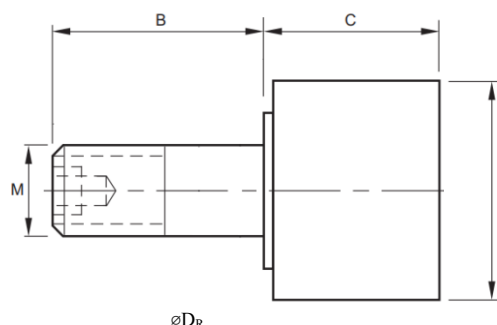
Obr. 5.5 Tlačná kostka (chráněno autorskými právy)

5.3.3 Rolny

Jak již bylo dříve zmíněno, vačkový mechanismus pracuje na principu odvalování kruhu po křivce. V tomto případě je odvalování zajištěno rolnami. Rolny, uložené v tlačné kostce působí tlakovou silou na vačkový segment a tím dochází ke zvedání desky o 90° . Z katalogu firmy Matis byly zvoleny rolly typu HPC100 o průměru 100 mm, viz obr.5.6. Tyto rolly vynikají vysokou únosností a jejich konstrukce dovoluje použití v těžších provozech.

Tab. č. 6 Rozměry a únosnost rolny

Typ	$\varnothing D_R$ [mm]	M [mm]	B [mm]	C [mm]
HPC 100	100	M30x3,5	80	52
Únosnost radiální statická [N]		Únosnost axiální statická [N]		
89000		53400		



Obr. 5.6 Rolna Matis HPC 100 [14]

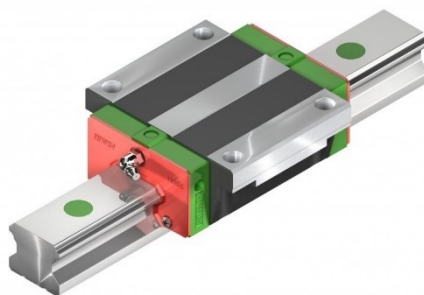
5.3.4 Lineární vedení

Lineární vedení je často využíváno pro posuvy ramen, těžkých břemen a pro aplikaci posuvu pístnice je ideálním prvkem. Zabraňuje nadměrnému průhybu pístnice a zároveň působí jako podpora desek při jejich zdvihání. Lineární vedení vyniká vysokou únosností jak statickou, tak dynamickou.

Pro obracecí zařízení bylo zvoleno kuličkové lineární vedení HGW 35HC z katalogu firmy HIWIN, viz Obr. 5.7. Toto vedení funguje na principu oběhu kuliček, díky tomu je chod vozíku po kolejnici hladký a tichý. V tabulce č. 7 jsou uvedeny únosnosti vozíku. Při volbě lineárního vedení bylo uvažováno statické zatížení. Při provozu zařízení nedochází k žádným rázům a pohyb desek je velmi pomalý.

Tab. č.7 Únosnost vozíku lineárního vedení

Únosnost dynamická C_{dyn} [N] ¹²	Únosnost statická C_{stat} [N] ¹²
60210	91630



Obr. 5.7 Lineární vedení HIWIN HGW35HC [15]

5.4 Modifikace druhého řešení

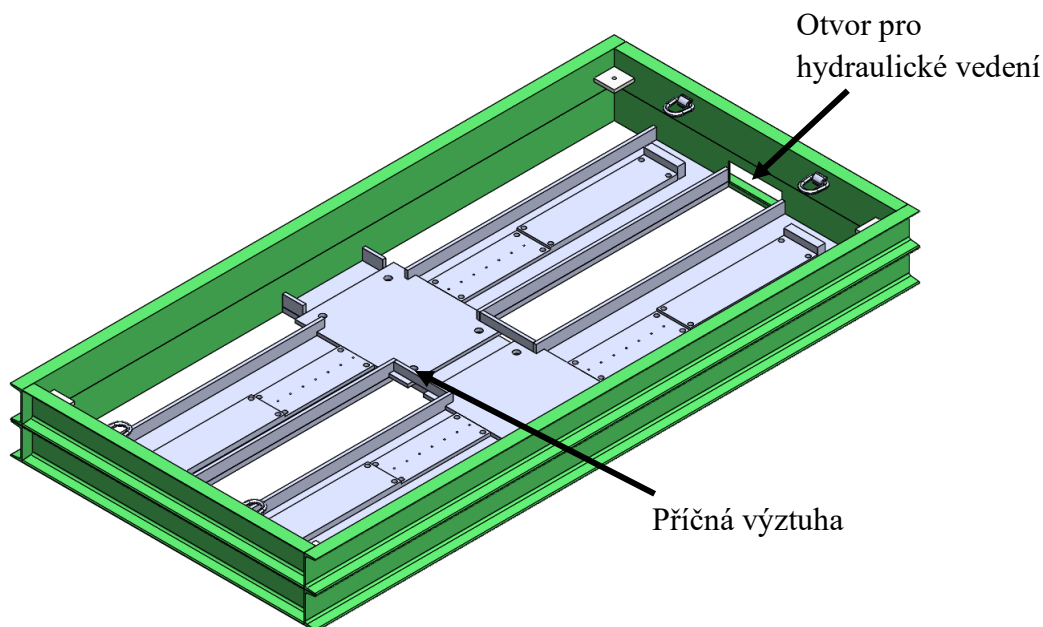
Druhé řešení bylo koncepčně vyhovující, avšak nesplňovalo jednu z hlavních podmínek práce. Zařízení bylo příliš rozměrné a také hmotnostně nevyhovující. Přistoupilo se tedy k velké redukci a úpravě rozměrů. Dále byly přidány prvky, které scházely pro bezpečný provoz.

5.4.1 Modifikace nosného rámu

Po konzultaci s vedením firmy bylo ustanoveno, že dané zařízení je příliš rozměrné. Formy s hmotností deseti tun nejsou velikostně tolik náročné, jak se původně uvažovalo. Nosný rám byl zkrácen jak délkově, tak šířkově, viz obr. 6.1. To obnášelo modifikaci všech vyztužujících prvků rámu. Rozdíl rozměrů jsou uvedeny v příložené tabulce č.8.

Tab. č.8 Srovnání rozměrů nosného rámu

Původní rozměry [mm]	
Délka L	Šířka \check{S}
5150	2650
Modifikované rozměry [mm]	
Délka $L_{\check{s}}$	Šířka \check{S}_M
3855	1950



Obr. 5.8 Modifikovaný nosný rám

Statická kontrola nosného rámu

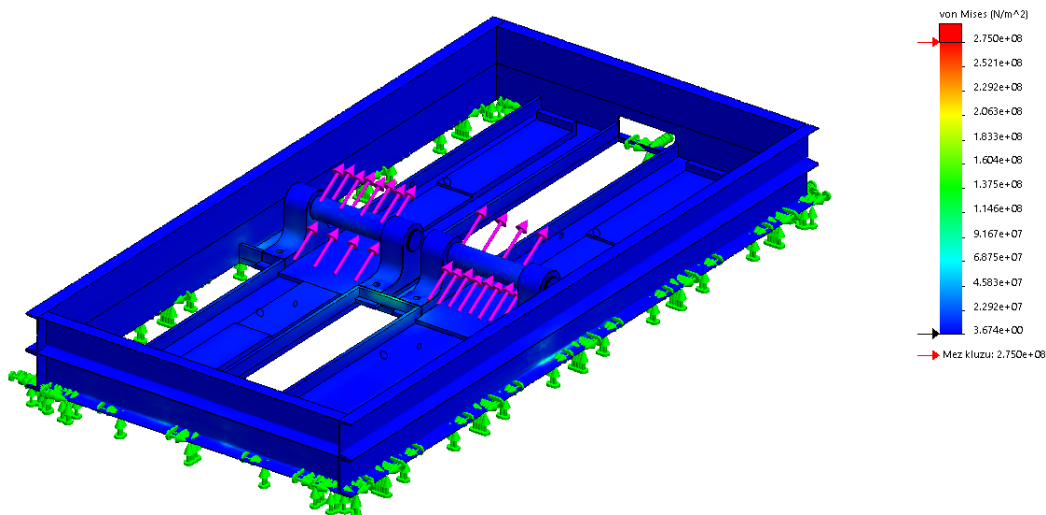
Výhodou této modifikace jsou nejen kompaktnější rozměry, ale také nižší hmotnost celku. To přispívá k nižší náročnosti na případnou dopravu zařízení na jiné místo. Tuhost

rámu se rovněž zvýšila. Byly provedeny statické analýzy metodou konečných prvků v softwaru Solidworks 2018.

Na obr. 6.2 je možné vidět zatížení rámu největší zdvihací silou $F_{N25}=117549,391$ N. Pro výpočet síly F_{N25} byla využita rovnice (4.2). S menšími rozměry a upravenými výztuhami se napětí v rámu snížilo. V příložené tabulce č. 9 jsou uvedeny výsledné hodnoty statické analýzy.

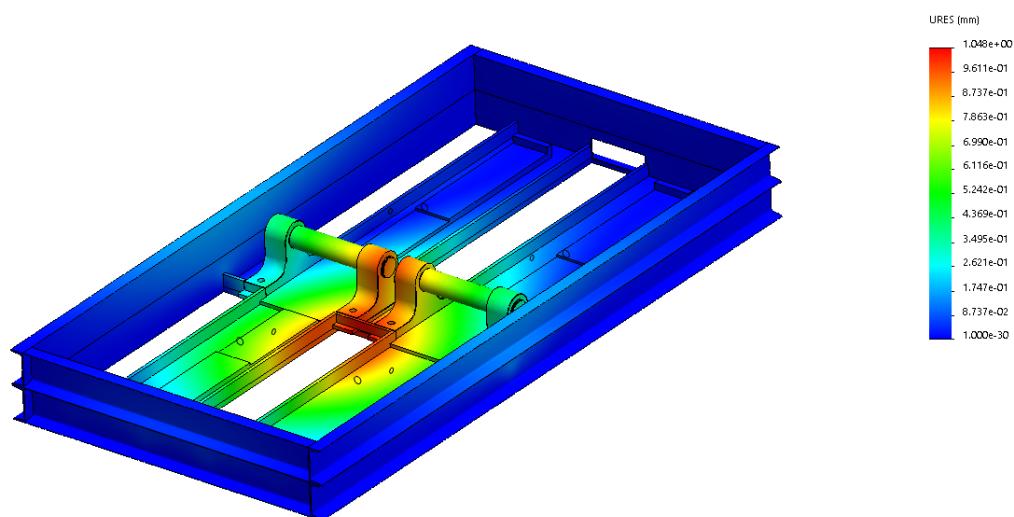
Tab. č.9 Výsledky analýzy nosného rámu

Výsledky analýzy		
Veličina	Hodnota	jednotka
Napětí dle Von mises	173	MPa
Maximální posunutí w_R	1,048	mm



Obr. 5.9 Zatížení rámu zdvihací silou (von Mises)

Deformace rámu pod zatížením zdvihací silou je vyhovující. Nedochází k přílišnému průhybu konstrukce, viz obr. 6.3.



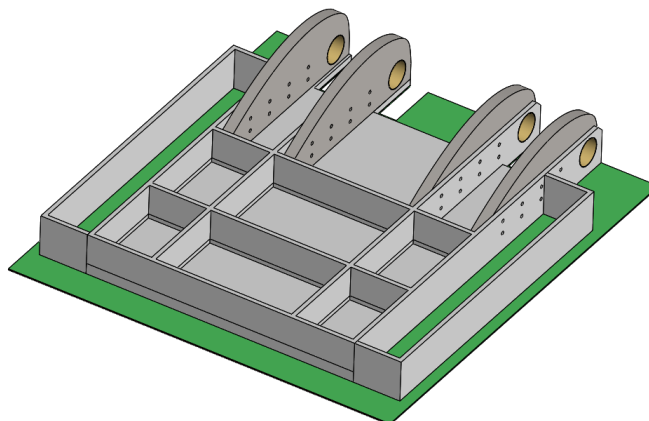
Obr. 5.10 Deformace rámu pod zdvihací silou

5.4.2 Modifikace naklápěcích desek

Upraveny byly celkové rozměry desek dle nosného rámu. Desky byly zjednodušeny a odlehčeny, viz obr. 6.4. Pomocný rám byl rozdělen na dvě podpěrné části. Tím došlo k dalšímu odlehčení. Nosná deska byla ponechána v původním stavu. V tabulce č.10 je uvedeno srovnání původních rozměrů s modifikovanými.

Tab. č.10 Srovnání rozměrů naklápěcí desky

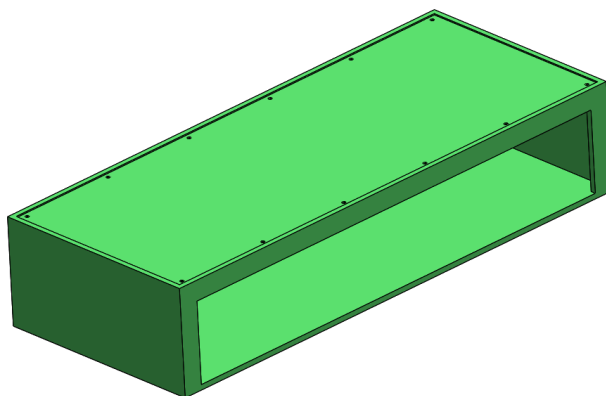
Rozměry desky [mm]	
Délka	Šířka
2605	2500
Modifikované rozměry [mm]	
Délka	Šířka
1950	1800



Obr. 5.11 Modifikovaná naklápěcí deska (spodní pohled)

5.4.3 Přístrojová skříň

Přístrojová skříň slouží pro uložení elektroniky, čerpadla, el. motoru a olejové nádrže. Skříň byla navržena tak, aby nijak nerušila pracovní plochu zařízení. Byl použit materiál ocel 11 373, který zaručí dobrou svařitelnost. Skříň je opatřena servisním krytem, jak je možné vidět na ob. 5.12.



Obr. 5.12 Přístrojová skříň

5.4.4 Náklady na výrobu

Při návrhu byly poptávány cenové nabídky na výrobu zařízení. Cílem bylo dosáhnout zařízení, které nepřekročí stanovený finanční limit 200 000 Kč. Podařilo se dosáhnout maximální částky 197 340 Kč. V příložené tabulce č. 11 jsou uvedeny náklady na výrobu zařízení.

Tab. č.10 Výrobní náklady

Výrobní náklady [Kč]		
Materiál	Plechý a frézované díly	66640
	Pojezdy	12200
	Hydraulika	87000
	Práce	12000
Výsledná cena	177840	

6 Bezpečnostní kritéria pracoviště

Každé nově navržené zařízení musí splňovat bezpečnostní kritéria daného pracoviště.

6.1. Kritéria bezpečného provozu současného zařízení

Současné mechanické obracecí zařízení (kap. 2) musí splňovat tyto podmínky:

- Umístění ve vyznačeném prostoru. Nejlépe v dosahu zdvihacího zařízení,
- Zařízení nesmí mít přečnívající části přes vyznačený prostor,
- Veškeré ostré hrany musí být zaobleny, případně ožehleny,
- Po každém použití musí být zařízení řádně zajištěno, aby nedošlo k nehodě,
- Je zakázáno, aby toto zařízení používal neproškolený pracovník,
- Pracovník musí vždy nosit ochranné pomůcky,
- Manipulace se zařízením musí být hlášena a zapsána v deníku zařízení.

6.2. Kritéria bezpečného provozu nového zařízení

Jelikož se jedná o elektrické zařízení s hydraulickým systémem, jsou bezpečnostní požadavky mnohem přísnější. Před uvedením do provozu je žádoucí dané zařízení podrobit velké kontrole, aby se předešlo případným problémům. Nové obracecí zařízení musí splňovat bezpečnostní požadavky pro zdvihání břemen

- Pevnost a stabilita během užívání s ohledem na velikost a hmotnost zdviháných břemen a na namáhání vzniklá v kotvících či zajišťovaných bodech konstrukce; u pojízdného zařízení jeho stabilita s ohledem na předpokládané podmínky provozu a vlastnosti podkladu, po kterém se pohybuje.
- Zabránění případnému zachycení, přimáčknutí nebo naražení zaměstnance.
- Zabránění pádu zařízení nebo jeho části či nebezpečnému posunu.
- Zabránění samovolnému uvolnění pracovního zařízení nebo jeho částí.
- Vyznačení jmenovité nosnosti a tam, kde je to nutné, i jmenovité nosnosti pro každou pracovní polohu zařízení.
- Označení vázacích prostředků pro zdvihání tak, aby bylo možné určit charakteristiky podstatné pro jejich bezpečné použití.

- Opatření, aby se zaměstnanci nenacházeli pod zavěšeným břemenem, nevyžadují-li to zvláštní podmínky práce stanovené místním provozním bezpečnostním předpisem, a aby se břemeno nepřpravovalo nad nechráněnými pracovišti, a pokud to není možné, aby byla zajištěna bezpečnost zaměstnanců.
- Volba vázacích prostředků s ohledem na manipulované břemeno, uchopovací a vázací místa a povětrnostní podmínky, v závislosti na způsobu a uspořádání vázacích prostředků.
- Skladování závěsných prostředků tak, aby nedošlo k jejich záměně nebo poškození.
- Zřetelné označení dočasně instalovaného zařízení, aby obsluha mohla určit jeho charakteristiku a bylo tak zajištěno jeho bezpečné používání
- Zřetelné a vhodné označení zařízení, které není určeno pro zdvihání zaměstnanců, zákazem zdvihání osob. [18]

7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout nové řešení obracecího zařízení.

Nejdůležitějším bodem práce byl návrh polohovacího zařízení, které bude schopné obrátit těžké břemeno o 90° bez použití zdvihacího zařízení (jeřábu, vysoko zdvižného vozíku, atd.). Firma, pro kterou byla tato práce zpracovávána, požadovala nový typ zařízení, se kterým by mohla vyjít na trh. Prvotní návrh jasně stanovil, že obracení bude probíhat hydraulicky. Řešení sklápění otočných desek pomocí zdvihací konstrukce nakonec nebylo dle představ vedení firmy a bylo zamítnuto. Druhé řešení se ukázalo jako správné. Navržený vačkový mechanismus se projevil jako velmi elegantní a efektivní řešení zdvihání desek. Největším úskalím bylo navrhnout vačkový segment. To se nakonec podařilo a pohybová analýza naznačila správnost návrhu.

Konstrukce zařízení měla být navržena tak, aby vydržela zatížení 10 000 kg. Já jsem konstrukci dimenzoval na zatížení 13 000 kg, aby vznikla případná rezerva při přetížení. Navrhnul jsem a pevnostně zkontroloval šrouby domků pro uložení čepů. Dále jsem spočítal potřebnou sílu pro zdvih desky s břemenem. Díky tomu jsem mohl zvolit hydraulický válec, který je schopen desku zdvihnout. Pro úplnost jsem navrhnul a zvolil čerpadlo pro hydraulický systém.

V prvním řešení konstrukce jsem vycházel z výhody velkého prostoru pro uložení břemene na zařízení. To se však ukázalo jako nevhodné, rozměry zařízení byly příliš velké na splnění podmínky kompaktnosti. Modifikoval jsem původní konstrukci a zmenšil rozměry o více než 30%. Dalším benefitem úpravy je nižší hmotnost. Tím je příznivě ovlivněna manipulace při případném přesunu zařízení.

Konstrukce zařízení je velmi jednoduchá a většina dílů lze vyrobit levnými metodami obrábění. Konstrukční část tedy splňuje stanovený limit 200 000 Kč.

Výhody

- Velmi jednoduché řešení
- Nenáročné na údržbu
- Plynulé zdvihání
- Kompaktní rozměry
- Vysoká účinnost
- Relativně nízká hmotnost
- Variabilní užití

Nevýhody

- Váčkový segment je náročnější na výrobu
- Pravidelná revize hydraulického systému
- Nutné vhodné umístění zařízení

8 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr.vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů – teorie + projekty*. Elektronické skriptum. VŠB-TU Ostrava, 2015. 398 s.
Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/kal01/kompletni_studijni_material.pdf
- [3] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN isbn80-7226-311-0.
- [4] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 10. přeprac. vyd. V Praze: Práce, 1949.
- [5] MIROLJUBOV, I. N. *Řešení úloh z pružnosti a pevnosti*. 2., opravené vyd. Přeložil Ladislav ŠUBRT, přeložil Zdeněk KULIŠ, přeložil Oldřich SPANILÝ. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981
- [6] *Firemní katalogy Mepac CZ*
- [7] *Obracení břemene otroky* [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <https://www.interez.sk/wp-content/uploads/2016/03/pyramidy3.jpg>
- [8] *Manuální obracečka palet* [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <http://www.formica-cz.cz/images/stories/virtuemart/product/mop-540.jpg>
- [9] *Automatizovaná obracečka stohů* [online]. [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <http://www.formica-cz.cz/images/stories/virtuemart/product/baumann-bsw.jpg>
- [10] *Automatizovaná obracečka forem* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: http://www.diespottingpress.com/upfile/20151102144715_2343.jpg
- [11] *Kluzné pouzdro GGB DP4* [online]. [cit. 2018-05-06]. <https://www.ggbearings.com/sites/default/files/atoms/files/ggb-bearings-brochure-czech-republic.pdf>
- [12] *Hydraulický válec CD210F80 50-650* [online]. [cit. 2018-05-10]. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=p917845&pi=C4CB5E09-CAD0-E9EA-0DC12825BD218641_ICs_85

- [13] *Zubové čerpadlo AZPN-11-022* [online]. [cit. 2018-05-10]. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/im/AZPN_MainPhoto_RGB.big.jpg
- [14] *Rolna Matis HPC 100* [online]. [cit. 2018-05-12]. http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_technika_rolnickova_vedeni/26-27.PDF
- [15] *Lineární vedení HIWIN HGW35HC* [online]. [cit. 2018-04-24]. <http://www.hiwin.cz/media/catalog/product-image/large/18.jpg?c=2348776057>
- [16] SOUČINITEL TŘENÍ - Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry [online]. Copyright © 2013 [cit. 15.05.2018]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [17] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel - Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry [online]. Copyright © 2013 [cit. 15.05.2018]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [18] *Nariadení vlády: kterým se stanoví bližší požadavky na bezpečný provoz a používání strojů, technických zařízení, přístrojů a nářadí.* [online]. [cit. 2018-05-16] In: . Praha: Tiskárna Ministerstvo vnitra, 2003, ročník 2001, číslo 378. Dostupné také z: <https://www.psp.cz/sqw/sbirka.sqw?cz=378&r=2001>

9 Seznam příloh

Označení	Název	Číslo dokumentu
Příloha číslo 1	Produktový list kluzných pouzder GGB DP4	
Příloha číslo 2	Produktový list lineárního vedení HIWIN HGW35	
Příloha číslo 3	Produktový list rolen MATIS HPC	
Příloha číslo 4	Produktový list Bosch Rexroth – hydraulický válec	
Příloha číslo 5	Výkres sestavy	OBC-S1-UHE0030
Příloha číslo 6	Výkres svařence nosné desky	OBC-SV1-UHE0030
Příloha číslo 7	Výrobní výkres čepu	OBC-V1-UHE0030
Příloha číslo 8	Výrobní výkres domku	OBC-V2-UHE0030
Příloha číslo 9	Výrobní výkres vačkového segmentu	OBC-V3-UHE0030

Příloha číslo 1: Produktový list kluzných pouzder GGB DP4

Materiál ložisek DP4®



STRUKTURA

Kov-polymerový kompozitní materiál



VLASTNOSTI

- Dobrá odolnost proti opotřebení a nízké tření v širokém rozsahu zatížení, rychlostí a teplot v samomazných provozech
- Vynikající vlastnosti v systémech s mazáním
- Dobré vlastnosti v systémech s plastickými mazivy
- Vhodné pro lineární, kmitavé a rotační pohyby
- Bezolovnatý materiál odpovídající specifikacím EVL, WEEE a RoHS
- Certifikace podle norem DIN EN 1797: 2002-02 a ISO 21010: 2004-04 (Kryogenní nádoby – kompatibilita plynu/materiálu) pro trubky, ventily a armatury a další součásti v plynném i tekutém kyslíku až do maximální teploty 60 °C a tlaku kyslíku 25 bar. Pro další podrobnosti kontaktujte GGB.

DOSTUPNOST

Tvary ložisek dodávané se standardními rozměry

- Válcová pouzdra
- Přírubová pouzdra
- Přírubové podložky
- Kluzné desky
- Přítlačné podložky

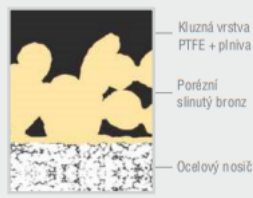
Tvary ložisek dodávané na zakázku: Standardní tvary se speciálními rozměry, poloviční ložiska, zvláštní tvary získávané lisováním nebo hlubokým tažením, ložiska s vodícím zářezem, mazacími otvory a soustředěnými/lisovanými drážkami, individuální konstrukce ložisek

POUŽITÍ

Automobilový průmysl: brzdové systémy, spojky, převody a převodovky, panty dveří a kapoty, rolovací střechy kabrioletů, pedály, axiální a radiální pístová čerpadla, zubová a lopatková čerpadla, mechanismy sedadel, systémy řízení, výztuhy a tlumiče, stěrače atd.

Průmysl: Letecký průmysl, zemědělské stroje, stavební stroje, potravinářské stroje, zdvihací a manipulační zařízení, tvářecí technika na kovy, plasty a pryž, kancelářské vybavení, lékařské a laboratorní vybavení, balicí technika, pneumatické a hydraulické válce, hydraulická čerpadla a motory, vlaky a tramvaje, textilní stroje, ventily atd.

Mikroskopický průřez



Provozní vlastnosti

Samomazný provoz	Dobré
Mazání olejem	Velmi dobré
Mazání tukem	Dobré
Mazání vodou	Vhodné
Mazání technologickou kapalinou	Dobré

Pro vynikající vlastnosti

Mazání vodou	DP4-B
--------------	-------

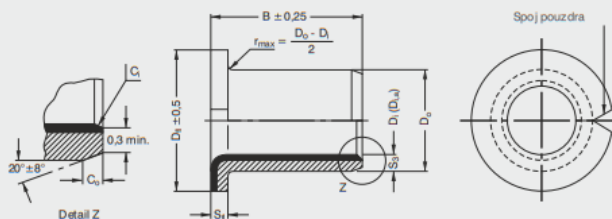
Technické údaje ložisek DP4®

Vlastnosti ložiska	Jednotka	Hodnota
Obecné		
Připustné zatížení, p	Statické	N/mm²
	Dynamické	N/mm²
Provozní teplota	Min.	°C
	Max.	°C
Součinitel teplotní délkové roztažnosti	Souběžné s povrchem	10 ⁻⁶ /K
	Kolmo na povrch	10 ⁻⁶ /K
Samomazný provoz		
Maximální kluzná rychlost, U	m/s	2,5
Maximální faktor pU	N/mm² x m/s	1,0
Součinitel tření f		0,04 - 0,25*
Mazání olejem		
Maximální kluzná rychlost, U	m/s	5,0
Maximální faktor pU	N/mm² x m/s	10,0
Součinitel tření f		0,02 - 0,08
Doporučení		
Povrchová drsnost hřídele, Ra	Samomazný provoz	μm
	Mazání	μm
Povrchová tvrdost hřídele	Vhodný i s netvrzenými hřídeli, prodloužená životnost ložiska	HB

* V závislosti na provozních podmínkách



DP4® Přírubová pouzdra



Rozměry [mm], rozměry a materiál v souladu se specifikacemi podle ISO 3547 a GGB

Č. dílu	Technické údaje						
	Rozměry					Tolerance při instalaci	
GGB	Vnitřní Ø D ₁	Vnější Ø D ₂	Příruby Ø D ₃	Šířka B	Hmotnost g	Těleso Hřídlový čep	Šířka příruby S _{fl}
BB0304DP4	3	4,5	7	4,0	0,3	H6	+0,04 +0,004
BB0404DP4	4	5,5	9	4,0	0,5	h6	
BB0505DP4	5	7	10	5,0	0,7		
BB0604DP4	6	8	12	4,0	1,0		
BB0608DP4	6	8	12	8,0	1,6		+0,048 -0,002
BB0806DP4	8	10	15	5,5	1,6		
BB0808DP4	8	10	15	7,5	2,1		
BB0810DP4	8	10	15	9,5	2,4		
BB1007DP4	10	12	18	7,0	2,5		
BB1009DP4	10	12	18	9,0	3,0		
BB1012DP4	10	12	18	12,0	3,7		
BB1017DP4	10	12	18	17,0	5,4		
BB1207DP4	12	14	20	7,0	3,0		
BB1209DP4	12	14	20	9,0	3,6		
BB1212DP4	12	14	20	12,0	4,5		1,0 ^{+0,05} _{-0,2}
BB1217DP4	12	14	20	17,0	5,2		+0,049 -0,001
BB1412DP4	14	16	22	12,0	5,1		
BB1417DP4	14	16	22	17,0	7,0		
BB1509DP4	15	17	23	9,0	4,5		
BB1512DP4	15	17	23	12,0	5,8		
BB1517DP4	15	17	23	17,0	7,7		
BB1612DP4	16	18	24	12,0	5,8	H7 f7	
BB1617DP4	16	18	24	17,0	8,3		
BB1812DP4	18	20	26	12,0	6,5		+0,051 -0,001
BB1817DP4	18	20	26	17,0	9,0		
BB1822DP4	18	20	26	22,0	10,8		
BB2012DP4	20	23	30	11,5	10,7		
BB2017DP4	20	23	30	16,5	15,2		
BB2022DP4	20	23	30	21,5	19,0		+0,061 -0,001
BB2512DP4	25	28	35	11,5	13,0		1,5 ^{+0,1} _{-0,2}
BB2517DP4	25	28	35	16,5	19,0		
BB2522DP4	25	28	35	21,5	23,0		
BB3016DP4	30	34	42	16,0	29,5		
BB3026DP4	30	34	42	26,0	45,5		
BB3516DP4	35	39	47	16,0	35,0		+0,073 -0,003
BB3526DP4	35	39	47	26,0	52,0		2,0 ^{+0,1} _{-0,2}
BB4016DP4	40	44	53	16,0	40,0		
BB4026DP4	40	44	53	26,0	55,5		
BB4516DP4	45	50	58	16,0	56,0		+0,093 -0,003
BB4526DP4	45	50	58	26,0	80,0		2,5 ^{+0,1} _{-0,2}

Další rozměry na objednávku.

D_{1a} = Tolerance vnitřního průměru pouzdra po montáži do středu tělesa H7 nebo H6 pro D₁ ≤ 4 mm.

Větší průměr než 45 mm, viz přítláčné podložky DP4-Bs přírubou.

GGBEARINGS.COM

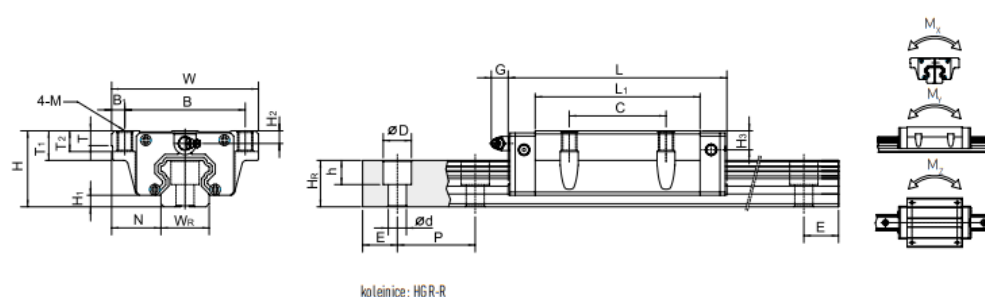
67

Příloha číslo 2: Produktový list lineárního vedení HIWIN HGW35



Lineární vedení Typ HG

3. HGW-CC / HGW-HC



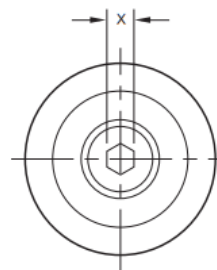
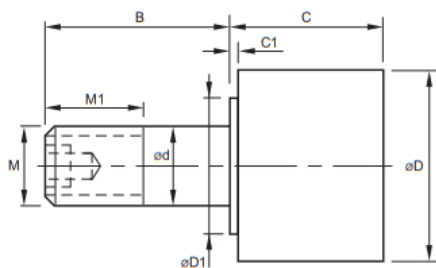
Typ	Montážní rozměry [mm]	Rozměry vozíku [mm]																Rozměry kolejnic [mm]										Šrouby pro kolejnice [mm]	Dynamická únosnost C_{in} [N]	Statická únosnost C_0 [N]	Statický moment			Hmotnost	
		H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	M	T	T ₁	T ₂	H ₂	H ₃	W _k	H ₄	D	h	d	P	E	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]				váha [kg]	kolejnice [kg/m]			
HGW15CC	24	4,3	16,0	47	38	4,5	30	39,4	61,4	5,3	M6	6,0	8,9	6,95	4,5	5,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	M4x16	11380	25310	170	150	150	0,17	1,4				
HGW20CC	30	4,6	21,5	63	53	5,0	40	50,5	77,5	12,0	M6	8,0	10,0	9,50	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	M5x16	17750	37840	380	270	270	0,51	2,2				
HGW20HC								65,2	90,3																480	470	470	0,52							
HGW25CC	36	5,5	23,5	70	57	6,5	45	58,0	83,0	12,0	M8	8,0	14,0	10,00	6,0	9,0	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60	*	M6x20	26480	56190	640	510	510	0,78	3,2				
HGW25HC								78,6	103,6																870	880	880	0,80							
HGW30CC	42	6,0	31,0	90	72	9,0	52	70,0	97,4	12,0	M10	8,5	16,0	10,00	6,5	10,8	28	26,0	14,0	12,0	9,0	80	*	M8x25	38740	83060	1060	850	850	1,42	4,4				
HGW30HC								93,0	120,4																1470	1470	1470	1,44							
HGW35CC	48	7,5	33,0	100	82	9,0	62	80,0	112,4	12,0	M10	10,1	18,0	13,00	9,0	12,6	34	29,0	14,0	12,0	9,0	80	*	M8x25	49520	102870	1730	1200	1200	2,03	6,3				
HGW35HC								105,8	138,2																2080	2080	2080	2,06							
HGW45CC	60	9,5	37,5	120	100	10,0	80	97,0	138,0	12,9	M12	15,1	22,0	15,00	8,5	20,5	45	38,0	20,0	17,0	14,0	105	*	M12x35	77570	155930	3010	2330	2330	3,54	10,4				
HGW45HC								128,8	169,8																4040	4040	4040	3,69							
HGW55CC	70	13,0	43,5	140	116	12,0	95	117,7	165,7	12,9	M14	17,5	26,5	17,00	12,0	19,0	53	44,0	23,0	20,0	16,0	120	*	M14x45	94540	207120	4000	4070	4070	5,38	15,0				
HGW55HC								155,8	203,8																7480	7010	7010	5,96							
HGW65CC	90	15,0	53,5	170	142	14,0	110	144,2	198,2	12,9	M16	25,0	37,5	23,00	15,0	15,0	63	53,0	26,0	22,0	18,0	150	*	M16x50	163630	324710	10020	6440	6440	9,17	21,1				
HGW65HC								203,6	257,6																12890	11120	11120	12,89							

* Pokud zákazník neurčí jinak, oba konce E_1 a E_2 jsou symetrické v rozmezí E_{x2} min. a E_{x2} max. - viz tab. 2.19.

Příloha číslo 3: Produktový list rolen MATIS HPC

HPC

Podpůrné rolny centrické



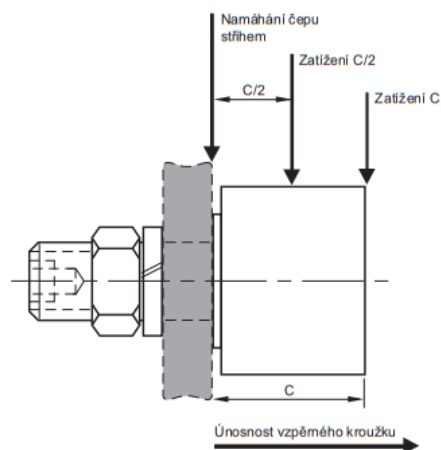
Označení	Rozměry [mm]										Hmotnost [kg]	
	$\begin{smallmatrix} +0,02 \\ \varnothing D \\ -0,02 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,02 \\ \varnothing d \\ -0,02 \end{smallmatrix}$	$\varnothing D1$	C	C1	B	M	M1	X	$\begin{smallmatrix} +0,02 \\ \varnothing \\ -0,02 \end{smallmatrix}$ Vrtání pro čep rolny		
HPC 26	26	10	13,1	20,0	0,8	23,0	M10 × 1,0	13	4	10,02	0,09	
HPC 30	30	12	15,9	20,0	0,8	25,0	M12 × 1,5	14	4	12,02	0,11	
HPC 32	32	12	15,9	22,0	0,8	25,0	M12 × 1,5	14	4	12,02	0,14	
HPC 35	35	16	19,1	22,0	0,8	32,5	M16 × 1,5	18	8	16,02	0,17	
HPC 40	40	14	18,0	30,0	1,6	40,0	M14 × 2,0	26	8	14,02	0,27	
HPC 40-1	40	18	22,0	27,6	1,6	36,5	M18 × 1,5	19	8	18,02	0,24	
HPC 47	47	20	25,5	27,6	1,6	40,5	M20 × 1,5	21	8	20,02	0,42	
HPC 50	50	16	23,0	40,0	1,6	50,0	M16 × 2,0	35	8	16,02	0,54	
HPC 52	52	20	25,5	33,6	1,6	40,5	M20 × 1,5	21	8	20,02	0,54	
HPC 62	62	24	32,0	44,0	1,6	58,0	M24 × 3,0	35	8	24,02	1,04	
HPC 62-1	62	24	32,0	44,0	1,6	49,5	M24 × 1,5	25	8	24,02	1,04	
HPC 72	72	24	32,0	44,0	1,6	49,5	M24 × 1,5	25	8	24,02	1,40	
HPC 76	76	30	44,5	52,0	1,6	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	1,91	
HPC 80	80	30	44,5	52,0	1,6	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,07	
HPC 85	85	30	44,5	52,0	1,6	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,37	
HPC 90	90	30	44,5	52,0	1,6	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	2,65	
HPC 100	100	30	44,5	52,0	1,6	80,0	M30 × 3,5	50	12	30,02	3,33	
HPC 100-1	100	30	44,5	52,0	1,6	69,5	M30 × 3,5	40	12	30,02	3,15	
HPC 125	125	48	82,5	76,0	1,6	105,0	M48 × 5,0	60	12	48,02	8,48	
HPC 150	150	64	82,5	76,0	1,6	140,0	M64 × 6,0	82	12	64,02	12,50	
HPC 200	200	64	82,5	76,0	1,6	140,0	M64 × 6,0	82	12	64,02	21,87	

Matky a podložky nejsou součástí dodávky.

26

Tiskové chyby vyhrazeny. Obrázky mají informativní charakter.

matís s.r.o., Kaštanová 34, 620 00 Brno, tel.: +420 548 214 438, fax: +420 548 214 439, e-mail: info@matís.cz, www.matís.cz



	Únosnost [N]									
	Radiální zatížení rolny			Axiální zatížení rolny			Únosnost čepu			Únosnost vzpěrného kroužku
	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. radiální zatížení, statické	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot./min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot./min	Max. axiální zatížení, statické	V ohybu = 0,75 Sy		Ve střihu	
							Zatížení C/2	Zatížení C		
	1060	2790	1000	650	1720	1350	1990	900	8700	2090
	1060	2790	1000	650	1720	1350	1990	900	8700	2090
	2290	6000	2680	1410	3700	1950	3750	1670	14400	2090
	2290	6000	2680	1410	3700	1950	3750	1670	14400	2090
	4670	12200	4900	2890	7560	2650	6110	3250	25470	2090
	4670	12200	4900	2890	7560	2650	6230	3560	25470	2090
	4670	12200	4900	2890	7560	2650	6230	3560	25470	2090
	6450	17000	7200	4030	10600	3050	8790	5080	45760	4050
	6450	17000	7200	4030	10600	3050	13810	7670	50220	4050
	8800	23100	10100	5400	14200	6850	16000	8750	64850	5960
	8800	23100	10100	5400	14200	6850	16000	8750	64850	5960
	20330	48400	33900	7520	17840	20330	26860	15740	104040	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	26700	63600	89000	10800	25700	53400	44670	25880	160520	
	62200	148100	230800	24600	58500	144600	128010	70500	411800	
	67000	159000	251000	26500	63000	147000	303430	163550	732100	
	67000	159000	251000	26500	63000	147000	303430	163550	732100	

Velikosti ØD26-62 mají kuličkový typ ložiska, ØD72-200 mají kuželkový typ ložiska.

Tiskové chyby vyhrazeny. Obrázky mají informativní charakter.

Příloha číslo 4: Produktový list Bosch Rexroth – hydraulický válec

Configuration documentation Tie rod cylinder

Rexroth
Bosch Group

Model code CD210F80/56-650Z1X/02HCUM2-2A

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	210	Range 210 to NFPA standards
Mounting types	F	Foot mounting
Bore diameter	80	D = 80 mm
Piston rod diameter	56	d = 56 mm
Stroke length	650	Stroke length = 650 mm
Design principle	Z	Head and base connected via tie rods
Component series	1X	11 to 19 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	02	Pipe thread to ISO 228/1 EE = M27 x 2 D1 = 42 (max. 0,5 mm deep)
Piston rod version	H	Case hardened and hard chromium plated
Piston rod end	C	External thread KK = M39 x 2 A = 57 SW1 = 46
End position cushioning	U	Without
Pressure fluid	M	Seals, suitable for mineral oil to DIN 51 524 (HL, HLP)
Port location at head	2	Right - viewed on the piston rod
Port location at cap	2	Right - viewed on the piston rod
Seal version	A	Standard version
Piston rod extension		Without
Corrosion category		Class CP3 (C3, short: according DIN EN ISO 12994-2)
		Properties: 240 h salt spray test SST (DIN EN ISO 9227) 240 h condensation test KKT (DIN EN ISO 6270-2) layer thickness: min. 40 µm
		Application indoors: Application area e.g. hall atmosphere, Humidity <= 60%, no thermal load
		Application outdoors: not suitable for outdoor weather conditions RAL color value RAL5010 (gentian blue)
Color		

